

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 499 183 A2**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **92102206.7**

(51) Int. Cl.⁵: **F16F 9/46**

(22) Anmeldetag: **10.02.92**

(30) Priorität: **11.02.91 DE 4104110**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.08.92 Patentblatt 92/34

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(71) Anmelder: **Fichtel & Sachs AG**
Ernst-Sachs-Strasse 62
W-8720 Schweinfurt(DE)

(72) Erfinder: **Wössner, Felix**
Am Pfaffenberg 14

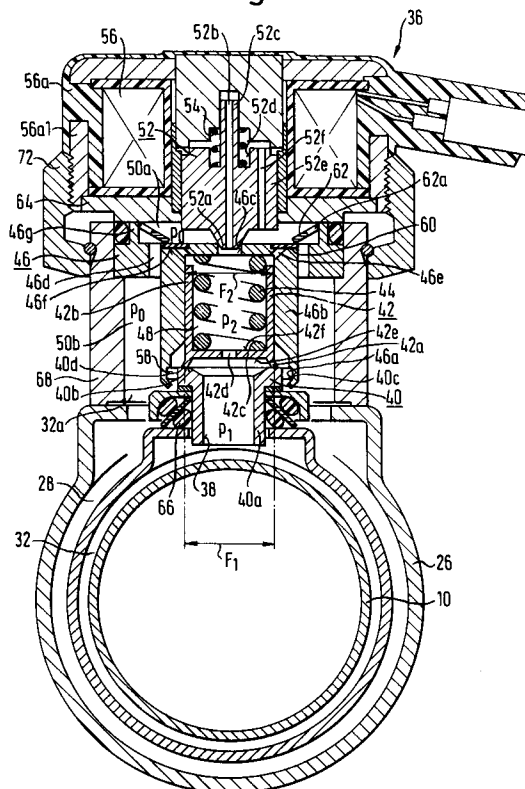
W-8720 Schweinfurt(DE)
Erfinder: **Grundei, Manfred**
Zeller Strasse 11
W-8721 Niederwerrn(DE)

(74) Vertreter: **Weickmann, Heinrich, Dipl.-Ing. et al**
Patentanwälte H.Weickmann, Dr. K.Fincke
F.A. Weickmann, B. Huber Dr. H. Liska, Dr. J.
Prechtel Kopernikusstrasse 9 Postfach 86 08
20
W-8000 München 86(DE)

(54) **Vorgesteuertes Dämpfungsventil mit schwingungsdämpfergerechten Kennlinien.**

(57) Bei einem Schwingungsdämpfer mit Bypass (32,32a) zwischen einer ringförmigen Arbeitskammer und einem Ausgleichsraum (28) ist in dem Bypass (32,32a) eine Absperrventilbaugruppe (36) mit Ventilabsperrelement (42) und Ventilsitz (40b) vorgesehen. Das Ventilabsperrelement (42) wird einerseits mit dem Druck (p_1) in einer ersten Teilstrecke (32) des Bypasses und andererseits mit dem Druck (p_2) in einer Steuerkammer (48) beaufschlagt. Der Querschnitt eines Steuerkammerabflusses (46c) kann mittels einer Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung (52) gesteuert werden. Die Absperrventilbaugruppe (36) ist derart ausgebildet, daß das Ventilabsperrelement (42) bei maximalem Steuerkammerabflußquerschnitt von dem Ventilsitz (40b) abzuheben beginnt, wenn die Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß (46c) mindestens das 0,2-fache der Gesamtdurchflußrate durch die Absperrventilbaugruppe (36) beträgt, die sich bei einer Dämpfergeschwindigkeit von 1 m/sec einstellt.

Fig. 2



Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer, umfassend einen Zylinder mit einer Achse, eine durch mindestens ein Zylinderende in axialer Richtung beweglich hindurchgeführte Kolbenstange, einen innerhalb des Zylinders mit der Kolbenstange verbundenen Kolben, eine Mehrzahl von Fluidenkammern mit in Abhängigkeit von der Bewegung der Kolbenstange relativ zum Zylinder relativ zueinander veränderlichem Fassungsvermögen und Fluidenverbindungen zwischen den Fluidenkammern, wobei mindestens eine der Fluidenverbindungen eine Absperrventilbaugruppe zwischen zwei Teilstrecken dieser Fluidenverbindung aufweist, wobei weiter die Absperrventilbaugruppe mit mindestens einem Ventilsitz ausgeführt ist, an welchen eine erste Teilstrecke anschließt, wobei weiter eine erste Seite eines Ventilabsperrelements gegen den Ventilsitz in eine Absperrstellung für die erste Teilstrecke elastisch andrückbar ist, wobei weiter eine von der ersten Seite des Ventilabsperrelements abgelegene zweite Seite des Ventilabsperrelements an eine Steuerkammer angrenzend von dem Fluidendruck in dieser Steuerkammer beaufschlagbar ist, wobei weiter die Steuerkammer über eine das Ventilabsperrelement durchsetzende Drosselstrecke an die erste Teilstrecke angeschlossen ist, wobei weiter die Steuerkammer über einen Steuerkammerabfluß mit der zweiten Teilstrecke in Verbindung steht, wobei weiter diesem Steuerkammerabfluß eine Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung zugeordnet ist und wobei die Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung in eine Mehrzahl von Stellungen einstellbar ist, die jeweils verschiedene Abflußquerschnitte des Steuerkammerabflusses bedingen.

Ein solcher Schwingungsdämpfer ist aus der DE-PS 36 09 862 bekannt. Es ist bei diesem Schwingungsdämpfer vorgesehen, daß durch die Drosselstrecke, welche die erste Teilstrecke mit der Steuerkammer verbindet, lediglich die Menge von Dämpfungsfluid hindurchgeführt wird, welche zur Ansteuerung des Ventilabsperrelements notwendig ist. Die Schwingungsdämpfer-Kennlinien werden daher fast ausschließlich von dem druckabhängig wirkenden Ventilabsperrelement bestimmt. In einem Diagramm, in welchem an der Abszisse die Gesamtdurchflußrate durch die Absperrventilbaugruppe aufgetragen ist und an der Ordinate die Druckdifferenz zwischen dem in der ersten Teilstrecke herrschenden größeren Druck und dem in der zweiten Teilstrecke herrschenden kleineren Druck, im folgenden Gesamtdruckdifferenz genannt, aufgetragen ist, ergeben sich Kennlinien, die nach einem steilen und wenig veränderbaren Anstieg bereits bei kleinen Durchflußraten abknicken und dann zu höheren Durchflußraten hin flach ansteigend verlaufen. Mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt verschiebt sich der Knick-

punkt zu höherer Gesamtdruckdifferenz. Derartige Kennlinien sind wegen des stark eingeschränkten "Voröffnungsbereiches" nicht schwingungsdämpfergerecht, d.h. sie verlaufen nicht so, wie man sie in einem Schwingungsdämpfer, der freie Kennliniengestaltung zuläßt, einstellen würde. Um dennoch einen näherungsweise schwingungsdämpfergerechten Verlauf der Kennlinien zu erreichen, müßten während eines Schwingungsdämpfer-Hubs Regelungseingriffe vorgenommen werden, d.h. es müßte der Steuerkammerabflußquerschnitt während eines Schwingungsdämpfer-Hubs verändert werden. Hierzu wären zusätzliche Sensoren, eine schnelle Signalverarbeitung und schnell reagierende Ventile erforderlich. Dies würde den Aufbau des Schwingungsdämpfers verkomplizieren und die Zuverlässigkeit des Schwingungsdämpfers vermindern.

Demgegenüber ist es die Aufgabe der Erfindung, einen Schwingungsdämpfer bereitzustellen, bei welchem schwingungsdämpfer-gerechte Kennlinien ohne zusätzliche Regelungseingriffe während eines Dämpfer-Hubs gewährleistet werden können.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch eine derartige Ausgestaltung der Absperrventilbaugruppe gelöst, daß das Ventilabsperrelement bei Einstellung der Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung auf maximalen Querschnitt des Steuerkammerabflusses dann von dem Ventilsitz abzuheben beginnt, wenn die Durchflußrate (Durchflußmenge pro Zeiteinheit) durch den Steuerkammerabfluß mindestens das 0,2-fache der Gesamtdurchflußrate durch die Absperrventilbaugruppe beträgt, die sich bei einer Dämpfergeschwindigkeit von 1 m/sec einstellt. Hierbei ist mit Dämpfergeschwindigkeit die Relativgeschwindigkeit der Kolbenstange relativ zum Zylinder bezeichnet.

Diese Vorschrift gilt unabhängig von der Gestaltung einer etwa vorhandenen Kolbenventilbaugruppe und/oder Bodenventilbaugruppe innerhalb des Schwingungsdämpfers, da bei Einstellung der Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung auf maximalen Querschnitt des Steuerkammerabflusses (weichste Einstellung) die Durchflußverhältnisse in der Kolbenventilbaugruppe bzw. Bodenventilbaugruppe vernachlässigbar sind.

Erfindungsgemäß wird zum Abheben des Ventilabsperrelements vom Ventilsitz eine relativ hohe Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß benötigt. Bis zum Erreichen dieser Durchflußrate wird die Schwingungsdämpfer-Kennlinie daher von der Drosselstrecke durch das Ventilabsperrelement und vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses bestimmt. Hieraus resultiert, in dem vorstehend beschriebenen Diagramm betrachtet, in einem ersten Kennlinienabschnitt eine vom Ursprung des Diagramms ausgehende, sich über einen relativ großen Durchflußratenbereich erstreckende parabolo-

lich verlaufende Kennlinie. Nach Überschreiten der für das Abheben des Ventilabsperrelements vom Ventilsitz erforderlichen Durchflußrate wird die Schwingungsdämpfer-Kennlinie von dem druckabhängig wirkenden Ventilabsperrelement bestimmt und verläuft in einem zweiten Kennlinienabschnitt als eine zu höheren Durchflußraten hin flach ansteigende Gerade. Bei dem erfindungsgemäßen Schwingungsdämpfer können somit schwingungsdämpfer-gerechte Kennlinien ohne Regelungseingriffe während eines Schwingungsdämpfer-Hubs gewährleistet werden.

Durch eine derartige Gestaltung der Absperrventilbaugruppe, daß sowohl der maximale Querschnitt des Steuerkammerabflusses als auch der Querschnitt der Drosselstrecke mindestens 1/150 eines Fluidverdrängungsquerschnitts des Schwingungsdämpfers betragen, kann gewährleistet werden, daß das Ventilabsperrelement bei Einstellung der Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung auf maximalen Querschnitt des Steuerkammerabflusses schon bei einer relativ niedrigen Gesamtdruckdifferenz, beispielsweise von weniger als 15 bar, abzuheben beginnt. Als Fluidverdrängungsquerschnitt des Schwingungsdämpfers ist hierbei der effektive Verdrängungsquerschnitt der Kolbenstange in der Druckstufe zu verstehen, welcher der jeweiligen Durchflußrate durch die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung entspricht. Man kann vereinfachend den effektiven Querschnitt der Kolbenstange gleichsetzen mit dem geometrischen Querschnitt der Kolbenstange, weil davon auszugehen ist, daß die Durchflußrate durch eine etwa zusätzlich vorhandene Bodenventileinrichtung (die der härtesten Betriebsweise des Schwingungsdämpferkolbens entspricht) klein ist gegen die Durchflußrate durch die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung bei maximal geöffnetem Steuerkammerabflußquerschnitt.

Nach einem ersten Lösungsprinzip der Erfindung ist vorgesehen, daß das Ventilabsperrelement unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses zumindest oberhalb eines Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts stets bei der gleichen Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß vom Ventilsitz abzuheben beginnt, wobei das Abheben mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei steigender Druckdifferenz zwischen dem in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und dem in der zweiten Teilstrecke herrschenden Druck stattfindet.

Dieses erste Lösungsprinzip läßt sich beispielsweise so verwirklichen, daß das Ventilabsperrelement in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten im wesentlichen gleiche Beaufschlagungsflächen für den in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und den in der Steuerkammer

herrschenden Druck aufweist und daß der Querschnitt der Drosselstrecke unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses ist.

Nach einer Abwandlung des ersten Lösungsprinzips ist vorgesehen, daß das Ventilabsperrelement unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses oberhalb eines Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts stets bei der gleichen Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß vom Ventilsitz abzuheben beginnt, wobei das Abheben mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei steigender Druckdifferenz zwischen dem in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und dem in der zweiten Teilstrecke herrschenden Druck stattfindet, und daß das Abheben des Ventilabsperrelements von dem Ventilsitz unterhalb des Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts bei weiter abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt unabhängig von der Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß bei konstant bleibender, vorbestimmter Druckdifferenz zwischen dem in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und dem in der zweiten Teilstrecke herrschenden Druck eintritt. Hierdurch kann eine Drucküberbelastung der Absperrventilbaugruppe vermieden werden.

Dieses abgewandelte Lösungsprinzip läßt sich beispielsweise so verwirklichen, daß das Ventilabsperrelement in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten im wesentlichen gleiche Beaufschlagungsflächen für den in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und den in der Steuerkammer herrschenden Druck aufweist, daß der Querschnitt der Drosselstrecke unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses ist und daß ein von der Steuerkammer zu der zweiten Teilstrecke hin bei der vorbestimmten Druckdifferenz öffnendes Überdruckventil vorgesehen ist.

Nach einem zweiten Lösungsprinzip der Erfindung ist vorgesehen, daß das Abheben des Ventilabsperrelements mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei kleiner werdenden Durchflußraten durch den Steuerkammerabfluß und zunehmenden Druckdifferenzen zwischen dem in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und dem in der zweiten Teilstrecke herrschenden Druck eintritt. Mit dieser Ausführungsform kann somit lediglich durch Variation des Steuerkammerabflußquerschnitts eine Schwingungsdämpfer-Kennlinienschar erzielt werden, welche den Kennlinien von herkömmlichen, auf unterschiedliche Weichheit (= unterschiedlicher Fahrkomfort) abgestimmten Schwingungsdämpfern entspricht. Die nach diesem Lösungsprinzip ausgeführten Schwingungsdämpfer erfüllen somit die Forderung nach Schwingungsdämpfer-gerechten Kennlinien in höchstem Maße.

Dieses zweite Lösungsprinzip läßt sich etwa in der Weise verwirklichen, daß das Ventilabsperrele-

ment in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten konstante Beaufschlagungsflächen für den in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und den in der Steuerkammer herrschenden Druck aufweist und daß der Querschnitt der Drosselstrecke mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt ebenfalls abnimmt.

Alternativ läßt sich dieses zweite Lösungsprinzip auch in der Weise verwirklichen, daß das Ventilabsperrelement in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten konstante Beaufschlagungsflächen für den in der ersten Teilstrecke herrschenden Druck und den in der Steuerkammer herrschenden Druck aufweist, wobei bei geschlossenem Steuerkammerabfluß die vom Druck in der ersten Teilstrecke auf das Ventilabsperrelement ausgeübte hydraulische Kraft größer ist als die vom Druck in der Steuerkammer auf das Ventilabsperrelement ausgeübte hydraulische Kraft, und daß der Querschnitt der Drosselstrecke unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses ist.

Die vorstehend erläuterten Lösungsprinzipien und ihre Verwirklichungen können auch unabhängig von den genauen, in den Ansprüchen 1 und 2 beschriebenen Bemessungsangaben zur Erzielung von schwingungsdämpfer-gerechten Kennlinien von Vorteil sein.

Die Erfindung läßt sich bei verschiedenen Schwingungsdämpfertypen anwenden. Beispielsweise läßt sich die Erfindung bei Zweirohr-Schwingungsdämpfern anwenden, wobei die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung zwischen dem kolbenstangenseitigen Fluidenraum und dem Ausgleichsraum vorgesehen ist und wobei die Ventile in dem Schwingungsdämpferkolben und am Boden des Zylinders derart aufeinander abgestimmt sind, daß unabhängig von der Bewegungsrichtung der Kolbenstange relativ zum Zylinder ein Fluidenfluß durch die Fluidenverbindung stets in der gleichen Richtung, nämlich von der kolbenstangenseitigen Fluidenkammer zum Ausgleichsraum stattfindet. Bei einer solchen Ausführungsform ist die Absperrventilbaugruppe für die Betriebsweise mit härtester Dämpfung gesperrt, so daß lediglich die Ventile in dem Schwingungsdämpferkolben und im Boden des Zylinders öffnen. Für weichere Dämpfung wird der Querschnitt des Steuerkammerabflusses in unterschiedlichem Maße geöffnet, wobei die größte Öffnung des Steuerkammerabflusses der weichsten Dämpfung entspricht.

Dabei sind verschiedene Schaltungsmöglichkeiten für die Ventile einer Kolbenventilbaugruppe und die Ventile einer Bodenventilbaugruppe gegeben.

Eine erste Möglichkeit ist folgende:

Die Bodenventilbaugruppe umfaßt nur ein Rückschlagventil, welches beim Zughub öffnet und

beim Druckhub schließt. Die Kolbenventilbaugruppe umfaßt nur ein Rückschlagventil, welches beim Druckhub öffnet und beim Zughub schließt. Bei dieser Ausführungsform bestimmen die Absperrventilbaugruppe und deren Steuerkammerabflußquerschnittsbemessungseinrichtung allein die Kennlinie im Zughub und im Druckhub. Diese erste Möglichkeit kann dahin abgewandelt sein, daß das beim Druckhub öffnende Rückschlagventil der Kolbenventilbaugruppe gedrosselt ist. Dann gilt wieder, daß beim Zughub die Dämpfungskennlinie allein durch die Absperrventilbaugruppe und deren Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung bestimmt ist, während beim Druckhub die Dämpfungskennlinie zusätzlich durch die Drosselung in dem beim Druckhub öffnenden Rückschlagventil der Kolbenventilbaugruppe beeinflusst ist. Von dieser ersten, ggf. modifizierten, Möglichkeit wird in der folgenden Beispielsbeschreibung der Figuren 2 - 10 ausgegangen.

Eine zweite Möglichkeit ist diese:

Die Bodenventilbaugruppe umfaßt ein beim Zughub öffnendes Rückschlagventil und parallel zu diesem Rückschlagventil ein Dämpfungsventil, welches beim Druckhub einen gedrosselten Durchfluß zuläßt. Die Kolbenventilbaugruppe umfaßt ein beim Zughub öffnendes Rückschlagventil mit Drosselwirkung und ein beim Druckhub öffnendes Rückschlagventil mit oder ohne Drosselwirkung. Bei dieser zweiten Möglichkeit ist die Dämpfungswirkung beim Zughub und beim Druckhub nicht nur durch die Absperrventilbaugruppe und deren Steuerkammerabflußquerschnittsbemessungseinrichtung bestimmt, sondern zusätzlich auch durch die Kolbenventilbaugruppe bzw. die Bodenventilbaugruppe mitbeeinflusst, gleichgültig ob das beim Druckhub öffnende Rückschlagventil der Kolbenventilbaugruppe gedrosselt ist oder nicht. Die Betriebsweise mit härtester Dämpfung kommt zustande, wenn die Absperrventilbaugruppe gesperrt ist, so daß lediglich die Ventile der Bodenventilbaugruppe und der Kolbenventilbaugruppe wirksam sind.

Die Erfindung läßt sich aber auch auf sogenannte Einrohr-Schwingungsdämpfer anwenden, bei denen die Fluidenkammern beidseits des Schwingungsdämpfers, durch die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung miteinander verbunden sind. Dabei kann es je nach Bauart der Absperrventilbaugruppe notwendig sein, für unterschiedliche Bewegungsrichtungen verschiedene Fluidenverbindungen zwischen den beiden Fluidenkammern vorzusehen, von denen jede mit einer erfindungsgemäß gestalteten Absperrventilbaugruppe ausgeführt ist. Auch bei Einrohr-Schwingungsdämpfern kann der Schwingungsdämpferkolben mit Dämpfungsventilen ausgerüstet sein, die wiederum für die Betriebsweise härtester Dämpfung bestimmt sind, nämlich dann, wenn die die Ab-

sperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung vollständig geschlossen ist. Auch für diese Ausführungsform gilt, daß die weichste Dämpfung dann eintritt, wenn der Abflußquerschnitt der Steuerkammer auf das größte Maß eingestellt ist.

Der Erfindungsvorschlag ist nicht grundsätzlich an eine Ausführungsform gebunden, bei welcher die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung an dem Zylinder angebracht ist. Es wäre grundsätzlich auch denkbar, die die Absperrventilbaugruppe enthaltende Fluidenverbindung innerhalb des Schwingungsdämpferkolbens oder am Ende des Zylinders anzubringen.

Nach einer bevorzugten Ausführungsform ist allerdings vorgesehen, daß die Absperrventilbaugruppe am Zylinder angebracht ist, weil bei dieser Ausführungsform die Zuleitung der Steuersignale zur Einstellung des Abflußquerschnitts des Steuerkammerabflusses vereinfacht ist.

Die beiliegenden Figuren erläutern die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen; es stellen dar:

Figur 1

einen Schwingungsdämpfer mit Bypass und Absperrventilbaugruppe im Bypass;

Figur 2 bis 10

verschiedene Ausführungsbeispiele der Absperrventilbaugruppe des Schwingungsdämpfers; und
Figur 11 bis 13

verschiedene mit erfindungsgemäßen Schwingungsdämpfern erzielbare Kennlinienfelder.

In Figur 1 ist der Zylinder eines Zweirohr-Schwingungsdämpfers mit 10 bezeichnet, die Kolbenstange mit 12. Der Zylinder ist nach unten durch einen Boden 14 abgeschlossen. Die Kolbenstange 12 ist durch eine Führungs- und Dichtungseinheit 16 aus dem oberen Ende des Zylinders herausgeführt. Innerhalb des Zylinders 10 ist an der Kolbenstange 12 eine Kolbeneinheit 18 mit einer Kolbenventilanordnung 20 befestigt. Das untere Ende des Zylinders ist durch eine Bodenplatte 22 mit einer Bodenventilanordnung 24 abgeschlossen. Der Zylinder 10 ist von einem Behälterrohr 26 umhüllt. Zwischen dem Behälterrohr 26 und dem Zylinder 10 ist ein Ringraum 28 gebildet, der einen Ausgleichsraum darstellt. Der Raum innerhalb des Zylinders 10 ist durch die Kolbeneinheit 18 in eine erste Arbeitskammer 30a und eine zweite Arbeitskammer 30b unterteilt. Die Arbeitskammern 30a und 30b sind mit Dämpfungsfluid gefüllt. Der Ausgleichsraum 28 ist bis zu dem Niveau 28a mit Flüssigkeit und darüber mit Gas gefüllt. Innerhalb des Ausgleichsraums 28 ist eine erste Teilstrecke, nämlich eine Hochdruckteilstrecke 32, gebildet, welche über eine Bohrung 34 des Zylinders mit der zweiten Arbeitskammer 30b in Verbindung steht. An diese Hochdruckteilstrecke 32 schließt sich eine seitlich an das Behälterrohr 26 angebaute Absperr-

ventilbaugruppe 36 an. Von dieser führt (in Figur 1 nicht dargestellt) eine zweite Teilstrecke, nämlich eine Niederdruckteilstrecke, zu dem Ausgleichsraum 28 und zwar in dessen flüssigkeitsgefüllten Bereich.

Wenn die Kolbenstange 12 aus dem Zylinder 10 nach oben ausfährt, wird die obere Arbeitskammer 30b verkleinert. Es bildet sich in der oberen Arbeitskammer 30b ein Überdruck aus, der sich durch die Kolbenventilanordnung 20 in die untere Arbeitskammer 30a abbauen kann, solange die Absperrventilbaugruppe 36 geschlossen ist (Betriebsweise harter Dämpfung). Wenn die Absperrventilbaugruppe 36 geöffnet ist, so fließt gleichzeitig Flüssigkeit von der oberen Arbeitskammer 30b durch die Hochdruckteilstrecke 32 und die Absperrventilbaugruppe 36 in den Ausgleichsraum 28 (Betriebsweise weicher Dämpfung). Die Dämpfcharakteristik des Schwingungsdämpfers beim Ausfahren der Kolbenstange 12 ist also davon abhängig, ob die Absperrventilbaugruppe 36 offen oder geschlossen ist.

Wenn die Kolbenstange 12 in den Zylinder 10 einfährt, so bildet sich in der unteren Arbeitskammer 30a ein Überdruck. Flüssigkeit kann durch die Kolbenventilanordnung 20 nach oben in die obere Arbeitskammer 30b übergehen. Die durch das zunehmende Kolbenstangenvolumen innerhalb des Zylinders verdrängte Flüssigkeit wird durch die Bodenventilanordnung 24 in den Ausgleichsraum 28 ausgetrieben. In der oberen Arbeitskammer 30b tritt, da der Durchflußwiderstand der Kolbenventilanordnung 20 geringer ist als der Durchflußwiderstand der Bodenventilanordnung 24, ebenfalls ein steigender Druck auf. Dieser steigende Druck kann bei geöffneter Absperrventilbaugruppe 36 durch die Hochdruckteilstrecke 32 wiederum in den Ausgleichsraum 28 überfließen. Dies bedeutet, daß bei geöffneter Absperrventilbaugruppe 36 der Schwingungsdämpfer auch beim Einfahren dann eine weichere Dämpfcharakteristik hat, wenn die Absperrventilbaugruppe 36 geöffnet ist, und eine härtere Dämpfcharakteristik, wenn die Absperrventilbaugruppe 36 geschlossen ist, genauso wie beim Ausfahren der Kolbenstange. Festzuhalten ist, daß die Strömungsrichtung durch die Hochdruckteilstrecke 32 des Bypasses immer die gleiche ist, gleichgültig, ob die Kolbenstange einfährt oder ausfährt.

In Figur 2 erkennt man im Schnitt den Zylinder 10, die erste Teilstrecke 32 des Bypasses und den Ausgleichsraum 28. An die erste Teilstrecke 32 schließt sich ein Zentralkanal 38 an, welcher von einem nach unten abstehenden Rohrstutzen 40a eines Ventilsitzkörpers 40 umgrenzt ist. Die in Figur 2 oben gelegene Seite des Ventilsitzkörpers 40 bildet einen Ventilsitz 40b. Auf dem Ventilsitz 40b liegt ein Ringflansch 42a eines topfförmig ausgebildeten Ventilabsperrelements 42 auf. Das Ventilab-

sperrelement 42 ist in Richtung auf den Ventilsitz 40b hin durch eine Schraubendruckfeder 44 vorgespannt, welche von der Innenseite der rohrförmig ausgebildeten Seitenwand 42b des Ventilabsperrelements 42 geführt ist und welche sich an einem Zwischenkörper 46 abstützt. Der Ventilsitzkörper 40 greift mit seinem äußeren Umfangsrand 40c in Ausnehmungen 46a ein, welche in der Seitenwand 46b des Zwischenkörpers 46 vorgesehen sind, und haltet somit den Zwischenkörper 46. Bei geöffnetem Absperrventil 42,40b kann Dämpfungsflüssigkeit über einen Hauptstrompfad, d.h. zwischen dem Ventilabsperrelement 42 und dem Ventilsitz 40b hindurch und weiter durch Durchgänge 58, welche von der Seitenwand 46b des Zwischenkörpers 46 und Ausnehmungen 40d im Ventilsitzkörper 40 festgelegt sind, zum Ausgleichsraum 28 hin fließen.

Der Zentralkanal 38 ist über eine in einem Bodenteil 42c des Ventilabsperrelements 42 ausgebildete Drosselbohrung 42d mit einer Steuerkammer 48 verbunden, welche zwischen dem Ventilabsperrelement 42 und dem Zwischenkörper 46 ausgebildet ist. Das Ventilabsperrelement 42 bietet dem im Zentralkanal 38 herrschenden Druck p_1 an seiner Vorderseite 42e eine Beaufschlagungsfläche F_1 und dem in der Steuerkammer 48 herrschenden Druck p_2 an seiner Rückseite 42f eine Beaufschlagungsfläche F_2 dar. Die Flächen F_1 und F_2 sind in dem in Figur 2 dargestellten Ausführungsbeispiel im wesentlichen gleich groß.

Solange nur die Schraubendruckfeder 44 gegen das Ventilabsperrelement 42 einwirkt, verhält sich das Absperrventil 42,40b als ein federbelastetes, unter Druck öffnendes Ventil, welches beim Aufwärtshub der Kolbenstange 12 in Figur 1 zu der Kolbenventilanordnung 20 parallel geschaltet ist und beim Abwärtshub der Kolbenstange 12 in Figur 1 zu der Bodenventilanordnung 24 parallel geschaltet ist.

Der Öffnungsquerschnitt eines im Zwischenkörper 46 ausgebildeten Steuerkammerabflusses 46c kann durch einen Magnetanker 52 von außen gesteuert werden. Bei geöffnetem Steuerkammerabfluß 46c bilden die Drosselbohrung 42d, die Steuerkammer 48, der Steuerkammerabfluß 46c, eine in Flußrichtung hinter dem Zwischenkörper 46 ausgebildete Kammer 50a, im Zwischenkörper vorgesehene Bohrungen 46d und ein Kanal 50b einen Nebenstrompfad für Dämpfungsflüssigkeit, welcher parallel zum Hauptstrompfad verläuft.

Ein Magnetanker 52 ist durch eine Magnetanker-Vorspannfeder 54 in Figur 2 nach unten in Richtung auf den Steuerkammerabfluß 46c hin vorgespannt, so daß der Magnetanker 52 den Steuerkammerabfluß 46c mit einem konischen Kopfteil 52a verschließt, wenn eine den Magnetanker 52 beaufschlagende Magnetwicklung 56 nicht mit Strom beschickt ist. Wird die Magnetwicklung

56 mit Strom beschickt, so wird der Magnetanker 52 entgegen der Kraft der Feder 54 angehoben und gibt den Steuerkammerabfluß 46c frei. Je nachdem, wieviel Strom durch die Magnetwicklung 56 geschickt wird, ist der Magnetanker 52 in eine Mehrzahl von Stellungen einstellbar, so daß der Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerabflusses 46c eine Mehrzahl von Werten annehmen kann.

Eine Bohrung 52b durchsetzt den Magnetanker 52 von der Spitze des konischen Kopfteils 52a bis zu einem rohrförmigen Ansatz 52c, welcher an der in Figur 2 oben gelegenen Rückseite des Magnetankers 52 angeordnet ist. Der rohrförmige Ansatz 52c weist an seinem äußeren Umfang den gleichen Durchmesser auf wie die Steuerkammerabflußbohrung 46c. Der in der Steuerkammer 48 herrschende Druck p_2 beaufschlagt somit gleich große Flächen auf Vorder- und Rückseite des Magnetankers 52 und kann somit insgesamt keine Kraft auf den Magnetanker 52 ausüben. Der rohrförmige Ansatz 52c dient auch als Führung der Magnetanker-Vorspannfeder 54, welche teilweise in einer an der Rückseite des Magnetankers 52 ausgebildeten Ringnut 52d aufgenommen ist. Eine den Körper 52e des Magnetankers 52 durchsetzende Bohrung 52f verbindet die vom Druck p_0 im Ausgleichsraum 28 beaufschlagte Vorderseite des Körpers 52e des Magnetankers mit der Rückseite des Magnetankers 52. Da die Vorderseite und die Rückseite des Magnetankers 52 eine gleich große Fläche aufweisen, kann auch der Druck p_0 keine Kraft auf den Magnetanker 52 ausüben.

Im folgenden soll der Verlauf der Schwingungsdämpfer-Kennlinie anhand der Figuren 2 und 11 näher erläutert werden. In Figur 11 ist an der Ordinate die Gesamtdruckdifferenz Δp ($= p_1 - p_0$) zwischen dem in der Hochdruckteilstrecke 32 und somit im Zentralkanal 38 herrschenden Druck p_1 und dem im Ausgleichsraum 28 herrschenden Druck p_0 aufgetragen und an der Abszisse die Gesamtdurchflußrate Q (Durchflußmenge pro Zeiteinheit) von Dämpfungsflüssigkeit durch die Absperrventilbaugruppe 36 aufgetragen. Die Gesamtdurchflußrate Q ist die Summe der Durchflußraten der über den Hauptstrompfad (Hauptstromdurchflußrate) und den Nebenstrompfad (Nebenstromdurchflußrate) fließenden Dämpfungsflüssigkeit. Die verschiedenen in Figur 11 aufgetragenen Kennlinien entsprechen verschiedenen Werten des Steuerkammerabflußquerschnitts, d.h. verschiedenen Stellungen des Magnetankers 52.

Es sei nun zunächst angenommen, daß die Magnetwicklung 56 in Figur 2 nicht stromdurchflossen ist, so daß der Magnetanker 52 unter Wirkung der Vorspannfeder 54 den Steuerkammerabfluß 46c verschließt. In diesem Fall herrscht in der Steuerkammer 48 der gleiche Druck wie im Zentralkanal 38. Da die Beaufschlagungsflächen F_1 auf

der Vorderseite 42e des Ventilabsperrlements 42 und F_2 auf der Rückseite 42f des Ventilabsperrlements 42 gleich groß sind, wird das Ventilabsperrlement 42 durch die Kraft der Feder 44 auf dem Ventilsitz 40b gehalten. Bis auf Leckströme wird die Absperrventilbaugruppe 36 somit nicht von Dämpfungsflüssigkeit durchströmt ($Q = 0$ in Figur 11).

Wenn die Magnetwicklung 56 mit Strom einer bestimmten Stromstärke beschickt wird, so wird der Magnetanker 52 entgegen der Kraft der Feder 54 angehoben und nimmt eine der Stromstärke entsprechende Stellung ein. Der Querschnitt des hierdurch freigegebenen Steuerkammerabflusses 46c ist umso größer, je mehr Strom durch die Magnetwicklung 56 fließt.

Nunmehr kann Dämpfungsflüssigkeit vom Zentralkanal 38 durch die Drosselbohrung 42d in die Steuerkammer 48 fließen und von dort weiter durch den Steuerkammerabfluß 46c zum Ausgleichsraum 28 gelangen. Die durch die Drosselstrecke 42d und den Steuerkammerabfluß 46c fließende Nebenstromdurchflußrate bewirkt einen Druckabfall vom Druck p_1 im Zentralkanal 38 zum Druck p_2 in der Steuerkammer 48 und einen Druckabfall vom Druck p_2 in der Steuerkammer 48 zum Druck p_0 im Ausgleichsraum 28. Steigt nun der Druck p_1 im Zentralkanal 38 und somit auch die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ zwischen Zentralkanal 38 und Ausgleichsraum 28 an, so nimmt auch die Nebenstromdurchflußrate zu. Gemäß dem Bernoulli'schen Gesetz folgt aus einer gegebenen Durchflußrate durch eine Drosselstrecke konstanten Öffnungsquerschnitts ein Druckabfall, welcher proportional zum Quadrat der Durchflußrate ansteigt. Dementsprechend steigen sowohl die Druckdifferenz $p_1 - p_2$ zwischen dem im Zentralkanal 38 herrschenden Druck p_1 und dem in der Steuerkammer 48 herrschenden Druck p_2 als auch die Druckdifferenz $p_2 - p_0$ zwischen dem in der Steuerkammer 48 herrschenden Druck p_2 und dem im Ausgleichsraum 28 herrschenden Druck p_0 mit zunehmender Nebenstromdurchflußrate Q parabolisch an, so daß sich auch für die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ ein parabolischer Verlauf ergibt. (bspw. Kurvenabschnitt D_1 in Figur 11).

Erreicht die Nebenstromdurchflußrate einen Wert Q_k , so ist die infolge des Drucks p_1 im Zentralkanal 38 auf die Fläche F_1 an der Vorderseite 42e des Ventilabsperrlements 42 wirkende hydraulische Kraft gleich groß wie die Summe der infolge des Drucks p_2 in der Steuerkammer 48 auf die Fläche F_2 an der Rückseite 42f des Ventilabsperrlements 42 wirkenden hydraulischen Kraft und der Kraft der Feder 44 (bspw. Punkt D_2 in Figur 11).

Übersteigt die Nebenstromdurchflußrate den Wert Q_k , so überwiegt die auf die Vorderseite 42e

des Ventilabsperrlements 42 wirkende hydraulische Kraft und das Ventilabsperrlement 42 hebt vom Ventilsitz 40b ab. Nunmehr kann Dämpfungsflüssigkeit über den Hauptstrompfad in den Ausgleichsraum 28 gelangen. Daneben bleibt aber immer noch ein gewisser Nebenstrom durch die Drosselstrecke 42d und den Steuerkammerabfluß 46c bestehen. Da die Gesamtdurchflußrate Q nunmehr jedoch von dem federbelasteten Ventil 42,40b dominiert wird, variiert die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ zwischen dem Druck p_1 im Zentralkanal 38 und dem Druck p_0 im Ausgleichsraum 28 nunmehr im wesentlichen direkt proportional zur Gesamtdurchflußrate Q (bspw. Kurvenabschnitt D_3 in Figur 11).

Je größer der Querschnitt des Steuerkammerabflusses 46c ist, desto größer ist bei vorgegebener Druckdifferenz $p_1 - p_0$ auch die durch die Drosselstrecke 42d und den Steuerkammerabfluß 46c bestimmte Nebenstromdurchflußrate. Folglich verläuft der durch den gedrosselten Nebenstrom bestimmte, parabelförmige erste Abschnitt der Dämpfer-Kennlinie umso flacher, je größer der Steuerkammerabflußquerschnitt 46c ist (Kurven C, B und A in Figur 11). Da für das Abheben des Ventilabsperrlements 42 vom Ventilsitz 40b jedoch, wie vorstehend erläutert, lediglich die Druckdifferenz $p_1 - p_2$, nicht aber der Absolutwert der Drücke p_1 und p_2 entscheidend ist und diese Druckdifferenz $p_1 - p_2$ nur von der Nebenstromdurchflußrate abhängt, öffnet das Hauptstromventil 42,40b unabhängig vom Steuerkammerabflußquerschnitt 46c immer bei der gleichen Durchflußrate Q_k , wie dies in Figur 11 durch die zur Druckachse parallel verlaufende gestrichelte Linie angedeutet ist. Je größer der Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerabflusses 46c ist, d.h. je flacher die Schwingungsdämpfer-Kennlinie verläuft, desto weicher und komfortabler ist die Dämpfungscharakteristik des Schwingungsdämpfers.

Der Stromfluß durch die Magnetwicklung 56 kann beispielsweise in Abhängigkeit von den Fahrverhältnissen des Fahrzeugs gesteuert werden, so daß in jedem Fahrzustand ein optimaler Kompromiß zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit gewährleistet ist. Beispielsweise kann man den Speisestrom für die Magnetwicklung 56 durch einen Prozessor vorgehen, welcher durch einen oder mehrere Sensoren angesteuert werden kann, beispielsweise Fahrzeugsbeschleunigungssensor, Nickwinkelsensor und Wankwinkelsensor.

Darüberhinaus ist es auch denkbar, die Stromstärke durch die Magnetwicklung 56 vom Fahrzeughersteller oder Fahrzeugbenutzer her willkürlich zu beeinflussen, um eine mehr oder minder komfortable bzw. sportliche Betriebsart zu wählen. Bezogen auf Figur 11 bedeutet A eine extrem komfortable Kennlinie, während G, H und I sportli-

che Kennlinien darstellen.

Der topfförmige Zwischenkörper 46 in Figur 2 weist Bohrungen 46e auf, welche von einem ringscheibenförmigen Ventilkörper 60 verschlossen sind. Die Ringscheibe 60 ist in einer Ringnut 46f des Zwischenkörpers 46 aufgenommen. Eine mit Ausnehmungen 62a versehene Tellerfeder 62 spannt die Ringscheibe 60 in die Ausnehmungen 46f vor. Die Tellerfeder 62 stützt sich in axialer Richtung an einer Platte 64 und in radialer Richtung an einem am Zwischenkörper 46 ausgebildeten Ringflansch 46g ab. Die Bohrungen 46e, die Ringscheibe 60 und die Tellerfeder 62 bilden ein Überdruckventil, welches den maximalen Druck in der Steuerkammer 48 begrenzt. Erreicht der Druck in der Steuerkammer 48 diesen Grenzwert, bevor das Hauptstromventil 42,40h geöffnet hat, so öffnet das Überdruckventil 60,46e und bildet eine zusätzliche Abflußmöglichkeit für Dämpfungsflüssigkeit aus der Steuerkammer 48. Die Abflußbohrungen 46e sind derart bemessen, daß hierdurch der Druck p_2 in der Steuerkammer 48 soweit zusammenbricht, daß das Hauptstromventil 42,40b öffnet. Bei steil verlaufendem, parabolischem ersten Kennlinienabschnitt (Kurven G, H und I in Figur 11) öffnet das Hauptstromventil 42,40b also nicht durchflußraten-abhängig, sondern druckabhängig, wie in Figur 11 durch die parallel zur Durchflußratenachse verlaufende strich-punktierte Linie angedeutet ist.

Falls die Steuerkammer 48 der Absperrventilbaugruppe über kein Überdruckventil verfügt, ergibt sich die in Figur 12 dargestellte Kennlinienschar.

Wenn das Hauptstromventil 42,40b in Figur 2 wieder geschlossen werden soll, so muß hierzu lediglich der Strom durch die Magnetwicklung 56 abgeschaltet werden. Der Magnetanker 52 verschließt dann infolge der Kraft der Feder 54 den Steuerkammerabfluß 46c. Somit kann keine Dämpfungsflüssigkeit mehr aus der Steuerkammer 48 in den Ausgleichsraum 28 entweichen. Folglich baut sich in der Steuerkammer 48 wieder der gleiche Druck auf, der auch im Zentralkanal 38 herrscht und das Ventilabsperrelement 42 wird durch die Kraft der Feder 44 wieder auf den Ventilsitz 40b gedrückt.

Der Ventilsitzkörper 40 ist durch eine Dichtung 66 an die erste Teilstrecke 32 des Bypasses dicht angeschlossen. Der Ventilsitzkörper 40 und der Zwischenkörper 46 sind in einen Rohrstutzen 68 eingesetzt, welcher mit dem Behälter 26 verschweißt ist. Der zwischen dem Rohrstutzen 68 und der Seitenwand 46b des Zwischenkörpers 46 angeordnete Kanal 50b bildet die zweite Teilstrecke 32a des Bypasses. Die Teilstrecken 32 und 32a bilden zusammen den Bypass.

Die Platte 64 kann zusammen mit den der Magnetwicklung 56 zugehörigen Eisenteilen und

Gehäuseteilen eine Baueinheit bilden. Es ist auch möglich, sämtliche Teile der Absperrventilbaugruppe 36 nacheinander an dem Rohrstutzen 68 anzubringen und letztlich den Rohrstutzen 68 durch eine Überwurfmutter 72 mit dem Magnetwicklungsgehäuse 56a oder einem Gewindeeinsatz 56a1 des Magnetwicklungsgehäuses 56a zu verbinden.

Bei angezogenem Magnetanker 52 wirken die Drosselbohrung 42d und der Steuerkammerabfluß 46c nicht einfach als Voröffnungsdurchlaß des druckabhängigen Hauptstromventils 42,40b, sondern stellen einen zum Hauptstrompfad parallel verlaufenden Nebestrompfad für Dämpfungsflüssigkeit bereit. Die Bohrungen 42d und 46c sind so groß bemessen, daß bei vollständig zurückgezogenem Magnetanker 52, d.h. bei maximalem Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerabflusses 46c, das Ventilabsperrelement 42 erst dann vom Ventilsitz 40b abzuheben beginnt, wenn die Nebestromdurchflußrate durch den Steuerkammerabfluß 46c mindestens das 0,2-fache der Gesamtdurchflußrate, d.h. der Summe aus Hauptstromdurchflußrate und Nebestromdurchflußrate, durch die Absperrventilbaugruppe 36 beträgt, welche sich bei einer Dämpfergeschwindigkeit von 1 m/sec einstellt. Beträgt sowohl der maximale Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerabflusses 46c als auch der Querschnitt der Drosselstrecke 42d mindestens 1/150 des Fluidverdrängungsquerschnitts des Schwingungsdämpfers, d.h. des Querschnitts des Kolbens 18 in der Druckstufe, so kann gewährleistet werden, daß das Abheben des Ventilabsperrelements 42 bei maximalem Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerabflusses 46c bei niedrigen Drücken, d.h. bei Pkw-Schwingungsdämpfern bspw. unterhalb von 15 bar, stattfindet.

In Figur 3 ist ein zweites Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe dargestellt, mit welchem sich Schwingungsdämpfer-Kennlinien gemäß Figur 11 erzielen lassen. Dieses Ausführungsbeispiel entspricht in Aufbau und Funktion im wesentlichen dem in Figur 2 gezeigten Ausführungsbeispiel. Im folgenden wird das zweite Ausführungsbeispiel daher nur insoweit beschrieben als es sich von dem in Figur 2 gezeigten Ausführungsbeispiel unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 100.

In dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 ist das Steuerkammerabflußventil von einem Schieberventil gebildet. Das Bodenteil 142c des topfförmig ausgebildeten Ventilabsperrelement 142 weist einen größeren Außendurchmesser auf als die rohrförmige Seitenwand 142b. Eine Schraubendruckfeder 144 stützt sich mit ihrem einen Ende an dem überstehenden Bereich des Bodenteils 142c ab und spannt das Ventilabsperrelement 142 mit einem Ringflansch 142a gegen den Ventilsitz 140b

vor. Der Magnetanker 152 ist mit einem rohrförmigen Ansatz 152f ausgebildet, welcher in der rohrförmigen Seitenwand 142b des Ventilabsperrelements 142 geführt ist. Der Ansatz 152f ist mit in axialer Richtung davon abstehenden Vorsprüngen 152g versehen, mit welchen der Ansatz 152f auf dem Ventilabsperrelement 142 aufsitzt, wenn die den Magnetanker 152 beaufschlagende Magnetwicklung 156 nicht mit Strom beschickt ist. Der vom Magnetanker 152 und dem Ventilabsperrelement 142 umgrenzte Raum bildet die Steuerkammer 148. Der Zentralkanal 138 ist mit der Steuerkammer 148 über eine Drosselbohrung 142d verbunden. Der Ansatz 152f weist Radialbohrungen 152h auf, welche einen Steuerkammerabfluß bilden und vollständig von der rohrförmigen Seitenwand 142b des Ventilabsperrelements 142 bedeckt sind, wenn der Magnetanker 152 mit seinen Vorsprüngen 152g auf dem Ventilabsperrelement 142 aufsitzt. Wird die Magnetwicklung 156 mit Strom beschickt und der Magnetanker 152 entgegen der Kraft der Feder 154 angehoben, so wird der Querschnitt der Bohrungen 152h teilweise von einer Steuerkante 142i freigegeben. Die Größe des Querschnitts wird durch die Stromstärke des Wicklungsstroms bestimmt. Durch den Steuerkammerabfluß 152h ausgetretene Dämpfungsflüssigkeit kann weiter durch in dem topfförmigen Ventilsitzkörper 140 ausgebildete Durchgänge 158 zum Ausgleichsraum 128 fließen.

Die Funktion eines Überdruckventil wird in diesem Ausführungsbeispiel ebenfalls von dem Magnetanker erfüllt. Der in der Steuerkammer 148 herrschende Druck p_2 wird über eine Bohrung 152b und eine die Magnetanker-Vorspannfeder 154 aufnehmende Federkammer 152i an die Rückseite 152k weitergeleitet. Der rohrförmige Ansatz 152m weist einen größeren Außendurchmesser auf als der Körper 152e des Magnetankers 152. Die der Steuerkammer 148 zugewandte Stirnfläche des Magnetankers 152 bietet dem Druck p_2 daher eine größere Beaufschlagungsfläche als die Rückseite 152k. Hieraus resultiert eine in Richtung auf eine Öffnung des Steuerkammerabflusses 142i, 152h hin gerichtete Kraft. Übersteigt der Druck p_2 in der Steuerkammer 148 einen vorgegebenen Wert, so ist die vom Druck p_2 auf den Magnetanker 152 ausgeübte hydraulische Kraft größer als die Kraft der Magnetanker-Vorspannfeder 154. In der Folge gibt der Magnetanker 152 den Steuerkammerabfluß 142i, 152h frei, ohne daß die Magnetwicklung 156 zuvor mit Strom beschickt worden wäre.

Auch in diesem Ausführungsbeispiel sind die Flächen F_1 und F_2 des Ventilabsperrelements 142 gleich groß, so daß sich ähnliche Schwingungsdämpfer-Kennlinien ergeben wie die in Figur 11 dargestellten.

In Figur 4 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel

einer Absperrventilbaugruppe dargestellt, welches in Aufbau und Funktion im wesentlichen den in den Figuren 2 und 3 gezeigten Ausführungsbeispielen entspricht. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel daher nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 200.

Das Ventilabsperrelement 242 ist in diesem Ausführungsbeispiel ebenfalls topfförmig ausgebildet, wobei der Boden 242c des Topfes mit einem topfförmigen Ansatz 242k ausgebildet ist. Der Magnetanker 252 ist in der rohrförmigen Seitenwand 242b des Ventilabsperrelements 242 geführt und weist seinerseits einen Rohransatz 252l auf, welcher in den Ansatz 242k eingreift. Eine Bohrung 252b erstreckt sich vom Rohransatz 252l zu einer an der Rückseite des Magnetankers gelegenen Federkammer 252i, in welcher die Magnetanker-Vorspannfeder 254 aufgenommen ist. Von der Bohrung 252b zweigen Radialbohrungen 252h ab. Von diesen Radialbohrungen 252h zweigen Bohrungen 252m ab, welche sich in einen Ringraum 248a öffnen. Ein zwischen dem Rohransatz 252l des Magnetankers 252 und dem Topfansatz 242k des Ventilabsperrelements 242 ausgebildeter Raum 248b, die Bohrungen 252b, 252h und 252m, der Ringraum 248a, die Federkammer 252i und der Raum oberhalb des Magnetankers 252 bilden die Steuerkammer 248.

Die Radialbohrungen 252h und die Steuerkante 242i bilden auch bei diesem Ausführungsbeispiel den im Querschnitt veränderbaren Steuerkammerabfluß. Der Zentralkanal 238 steht mit der Steuerkammer 248 zum einen über eine Drosselbohrung 242d konstanten Öffnungsquerschnitts und zum anderen über eine Drosselbohrung 242d1 in Verbindung, welche von dem Rohransatz 252l des Magnetankers 252 verschlossen ist, wenn die Magnetwicklung 256 nicht mit Strom beschickt ist. Wird der Magnetanker 252 jedoch durch die Magnetkraft der Wicklung 256 zurückgezogen, so bilden die Bohrung 242d1 und eine Steuerkante 252l1 des Rohransatzes 252l des Magnetankers 252 eine Drosselstrecke veränderbaren Querschnitts, welche zur Drosselstrecke 242d konstanten Öffnungsquerschnitts parallel geschaltet ist. Es soll festgehalten werden, daß sich der Querschnitt der Drosselstrecke 242d1 in Abhängigkeit von der Stellung des Magnetankers 252 genauso verhält wie der Querschnitt des Steuerkammerabflusses 252h, beide Querschnitte werden umso größer je weiter der Magnetanker 252 durch die Magnetkraft der Wicklung 256 zurückgezogen wird. Da die Bohrungen 252h einen größeren Durchmesser aufweisen als die Drosselbohrung 242d1, steigt der Querschnitt des Steuerkammerabflusses 252h beim Anheben

des Magnetankers jedoch stärker an als der Gesamtquerschnitt der Drosselstrecken 242d und 242d1.

Im folgenden sollen nunmehr anhand der Figuren 4 und 13 die Auswirkungen eines derart veränderbaren Drosselstreckenquerschnitts auf die Schwingungsdämpfer-Kennlinien erläutert werden. Bei vorgegebener Stromstärke durch die Magnetwicklung 256 weisen die Drosselstrecken 242d und 242d1 zusammen einen bestimmten Querschnitt auf, der zusammen mit dem Querschnitt des Steuerkammerabflusses 252h die Nebenstromdurchflußrate von Dämpfungsflüssigkeit bestimmt. Die Dämpfer-Kennlinie, bspw. die Kennlinie M in Figur 13, ist aus den im Zusammenhang mit dem Kennlinienfeld in Figur 11 erläuterten Gründen in einen parabolisch verlaufenden, durch die Drosselstrecken 242d und 242d1 bestimmten ersten Kennlinienabschnitt M_1 und einen im wesentlichen linear verlaufenden und von dem federbelasteten Ventil 242,240b bestimmten zweiten Kennlinienabschnitt M_3 unterteilt. Die beiden Kennlinienabschnitte M_1 und M_3 gehen im Knickpunkt M_2 ineinander über.

Wird der Magnetanker 252 nun etwas weiter zurückgezogen, so wird nicht nur der Querschnitt des Steuerkammerabflusses 252h vergrößert, sondern auch der Gesamtquerschnitt der Drosselstrecken 242d und 242d1. Die Nebenstromdurchflußrate steigt somit an und die Dämpfer-Kennlinien verlaufen entsprechend flacher (bspw. Kurve L in Figur 13). Da die vom Druck p_1 im Zentralkanal 238 beaufschlagte Fläche F_1 an der Vorderseite 242e des Ventilabsperrelements 242 wiederum im wesentlichen gleich groß ist wie die auf der Rückseite 242f vom Druck p_2 in der Steuerkammer 248 beaufschlagte Fläche F_2 des Ventilabsperrelements 242, hängt die resultierende hydraulische Gesamtkraft auf das Ventilabsperrelement 242 wiederum nur von der Druckdifferenz $p_1 - p_2$ ab und nicht vom Absolutwert der Drücke p_1 und p_2 . Die zum Öffnen des Hauptstromventils notwendige Druckdifferenz $p_1 - p_2$ wird bei einem größeren Drosselquerschnitt erst bei einer höheren Nebenstromdurchflußrate, bspw. Q_L , erreicht. Da der Querschnitt des Steuerkammerabflusses 252h stärker steigt als der Gesamtquerschnitt der Drosselstrecken 242d und 242d1, ist die Nebenstromdurchflußrate hauptsächlich durch den Gesamtquerschnitt der Drosselstrecken 242d und 242d1 begrenzt und die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ zwischen dem im Zentralkanal 238 herrschenden Druck p_1 und dem im Ausgleichsraum 228 herrschenden Druck p_0 fällt hauptsächlich an den Drosselstrecken 242d und 242d1 ab. Somit sinkt die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$, bei welcher die zum Öffnen des Hauptstromventils erforderliche Druckdifferenz $p_1 - p_2$ erreicht wird, umso mehr ab, je mehr der Magnetanker 252 angezogen wird. Insgesamt verschiebt sich daher

der Übergangspunkt vom parabolisch verlaufenden ersten Kennlinienabschnitt zum linear verlaufenden zweiten Kennlinienabschnitt zu niedrigeren Druckdifferenzen (d.h. von Δp_L zu Δp_N hin) und höheren Durchflußraten (d.h. von Q_L zu Q_N hin).

Die in Figur 13 dargestellte Kennlinienschar entspricht einer Kennlinienschar, welche man beispielsweise auch dann erhält, wenn man einen Schwingungsdämpfer nach den Erfahrungen der Dämpferabstimmung der jeweiligen Fahrsituation entsprechend abstimmt und die so erhaltenen Kennlinien in ein gemeinsames Diagramm einträgt. Die Kennlinienschar aus Figur 13 erfüllt somit die Forderung nach schwingungsdämpfer-gerechten Kennlinien in höchstem Maße.

In Figur 5 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe dargestellt. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 300.

In dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 5 ist der Ventilsitzkörper 340 auf einem den Zentralkanal 338 begrenzenden Rohrteil 338a angeordnet. Der im Zentralkanal 338 herrschende Druck p_1 wird über Zuströmbohrungen 340e an die Vorderseite 342e des Ventilabsperrelements 342 weitergeleitet. Das Ventilabsperrelement 342 ist von einem Stapel Tellerfedern gebildet, welche durch eine weitere Tellerfeder 344 gegen den Ventilsitz 340b vorgespannt sind. Mit ihrem inneren Umfangsrand werden die Tellerfedern 342 durch den Druck p_1 gegen eine an einem Durchflußkörper 374 ausgebildete Schulter 374a gedrückt und stützen sich an ihr ab. Auf seiner Rückseite 342f wird das Ventilabsperrelement 342 mit dem in der Steuerkammer 348 herrschenden Druck p_2 beaufschlagt. Rückseite 342f und Vorderseite 342e weisen im wesentlichen die gleichen Beaufschlagungsflächen auf. Die Tellerfeder 344 ist mit ihrem äußeren Umfangsrand zwischen einem Stützglied 364 und einem ringscheibenförmigen Zwischenglied 376 eingespannt, welches auf dem Ventilsitzkörper 340 aufliegt. Bei vom Ventilsitz 340b abgehobenem Ventilabsperrelement 342 kann die Dämpfungsflüssigkeit weiter durch Durchgänge 358 zum Ausgleichsraum 328 fließen.

Eine zentrale Bohrung 374b des Durchflußkörpers 374 endet in der selben Ebene 374d wie ein Kranz von radial äußeren Bohrungen 374c des Durchflußkörpers 374. Die Bohrungen 374c enden in einem im Ventilsitzkörper 340 ausgebildeten Ringraum 380 und bilden mit diesem und mit in den Durchgängen 358 endenden Radialbohrungen 382 einen Steuerkammerabfluß. Die zentrale Bohrung 374b bildet einen Steuerkammerzufluß. Der

Steuerkammerzufluß 374b und der Steuerkammerabfluß können zusammen von einem mit dem Magnetanker 352 über ein Verbindungsteil 384a verbundenen Ventilkörper 384 verschlossen werden. In dem Ventilkörper 384 ist eine Drosselbohrung 384b vorgesehen, um stets auch eine Verbindung konstanten Öffnungsquerschnitts zwischen dem Zentralkanal 338 und der Steuerkammer 348 bereitzustellen.

Somit werden bei dem in Figur 5 dargestellten Ausführungsbeispiel wie bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 4 die Querschnitte von Steuerkammerzufluß und Steuerkammerabfluß entsprechend der Stellung des Magnetankers 352 gleichzeitig vergrößert bzw. gleichzeitig verkleinert. Da die Bohrungen 374c zusammen eine größere Querschnittsfläche aufweisen als die Bohrung 374b des Durchflußkörpers 374, ist auch bei diesem Ausführungsbeispiel gewährleistet, daß gemäß Figur 13 sich die Verbindungspunkte der parabolisch verlaufenden ersten Kennlinienabschnitte zu den linear verlaufenden zweiten Kennlinienabschnitten mit zunehmendem Steuerkammerabfluß- und Steuerkammerzuflußquerschnitt zu höheren Gesamtdurchflußraten Q und niedrigeren Druckdifferenzen $p_1 - p_0$ hin verschieben.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe ist in Figur 6 dargestellt. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 400.

In der Absperrventilbaugruppe 436 ruht das Ventilabsperrelement 442 mit einem Ringflansch 442a auf dem Ventilsitzkörper 440 und ist von zwei Druckfedern 444a und 444b gegen den Ventilsitz 440b vorgespannt. Auf der Vorderseite 442e des Ventilabsperrelements 442 wird eine Fläche F_1 von dem im Zentralkanal 438 herrschenden Druck p_1 beaufschlagt. Der Ventilsitzkörper 440 greift mit seinem äußeren Umfangsrand 440c in Ausnehmungen 446a ein, welche in der Seitenwand 446b des Zwischenkörpers 446 vorgesehen sind, und hält somit den Zwischenkörper 446.

Der Zentralkanal 438 ist über eine Drosselbohrung 442d im Ventilabsperrelement 442 mit einer Steuerkammer 448 verbunden. Diese Steuerkammer 448 ist zwischen dem Ventilabsperrelement 442 und dem Zwischenkörper 446 angeordnet und von einem druckfest ausgebildeten Metallbalg 486 begrenzt, welcher einen Ende auf der Rückseite 442f des Ventilabsperrelements 442 und andererseits am Zwischenkörper 446 befestigt ist. Das Ventilabsperrelement 442 bietet dem in der Steuerkammer 448 herrschenden Druck p_2 an seiner Rückseite 442f eine Beaufschlagungsfläche F_2 dar.

Die Fläche F_2 ist in dem in Figur 6 dargestellten Ausführungsbeispiel kleiner als die vom Druck p_2 im Zentralkanal 438 beaufschlagte Fläche F_1 . Darüberhinaus wird das Ventilabsperrelement 442 auf seiner Rückseite 442f auch von dem im Ausgleichsraum 428 herrschenden Druck p_0 beaufschlagt. Die hieraus resultierende hydraulische Kraft auf das Ventilabsperrelement 442 kann jedoch bei der weiteren Diskussion gegenüber der vom Druck p_2 auf das Ventilabsperrelement 442 ausgeübten Kraft vernachlässigt werden.

Der Hauptstrompfad führt bei geöffnetem Absperrventil 442,440b zwischen dem Ventilabsperrelement 442 und dem Ventilsitz 440b hindurch, durch Durchgänge 458, welche von der Seitenwand 446a des Zwischenkörpers 446 und Ausnehmungen 440d im Ventilsitzkörper 440 festgelegt sind, zum Ausgleichsraum 428. Der Nebenstrompfad führt vom Zentralkanal 438 durch die Drosselbohrung 442d in die Steuerkammer 448, weiter durch die vom Magnetanker 452 absperrbare Steuerkammerabflußbohrung 446c, hinter dem Zwischenkörper 446 vorbei, durch im Zwischenkörper 446 vorgesehene Bohrungen 446d und durch den Kanal 450 zum Ausgleichsraum 428.

Im folgenden soll anhand der Figuren 6 und 13 der Verlauf der Schwingungsdämpfer-Kennlinien bei dem in Figur 6 dargestellten Ausführungsbeispiel mit verschiedenen großen Druckbeaufschlagungsflächen F_1 und F_2 des Ventilabsperrelements 442 erläutert werden.

Da die vom Druck p_1 im Zentralkanal 438 beaufschlagte Fläche F_1 und die vom Druck p_2 in der Steuerkammer 448 beaufschlagte Fläche F_2 nicht gleich groß sind, ist die auf das Ventilabsperrelement 442 wirkende hydraulische Kraft nicht mehr nur von der Druckdifferenz $p_1 - p_2$, sondern auch vom Absolutwert des Drucks p_1 abhängig. Da die Fläche F_1 größer ist als die Fläche F_2 , übt der Druck p_1 auf die Differenzfläche $F_1 - F_2$ eine in Richtung auf die Öffnung des Hauptstromventils 442,440b hin gerichtete Kraft auf das Ventilabsperrelement 442 aus. Während eines Dämpferhubs ändert sich der im Zentralkanal 438 herrschende Druck p_1 weitaus mehr als der im Ausgleichsraum 428 herrschende Druck p_0 . Eine Änderung der Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ ist daher vorwiegend auf eine Änderung des Drucks p_1 zurückzuführen. Aus den vorstehend erläuterten Gründen beginnt daher das Ventilabsperrelement 442 des in Figur 6 dargestellten Ausführungsbeispiels bei umso geringeren Durchflußraten Q vom Ventilsitz 440b abzuheben, je größer die Gesamtdruckdifferenz $p_1 - p_0$ ist (siehe Figur 13).

Anders ausgedrückt: Mit abnehmendem Querschnitt des Steuerkammerabflusses 446c (entsprechend dem Übergang von der Linie L zur Linie M in Figur 13) verschiebt sich der Knickpunkt

der jeweiligen Kennlinie zu geringeren Werten der Durchflußrate Q hin und zu größeren Druckdifferenzen $p_1 - p_0$.

Man kann also auch durch unterschiedliche Bemessung der Druckbeaufschlagungsflächen am Ventilabsperrelement die gleiche in höchstem Maße schwingungsdämpfer-gerechte Kennlinienschar erreichen, wie sie in den Ausführungsbeispielen gemäß Figuren 4 und 5 durch Steuerung der Querschnitte von Steuerkammerabfluß und Steuerkammerzufluß erzielt wurde. Es soll festgestellt werden, daß eine derartige Kennlinienschar auch durch die Kombination von unterschiedlich großen Beaufschlagungsflächen F_1 und F_2 mit gesteuerten Steuerkammerzuflüssen und Steuerkammerabflüssen erzielt werden kann.

In Figur 7 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe dargestellt. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 500.

Das in Figur 7 dargestellte Ausführungsbeispiel entspricht im wesentlichen dem in Figur 2 dargestellten Ausführungsbeispiel. Lediglich der Ringflansch 542a des Ventilabsperrelements 542 weist einen größeren Durchmesser auf als der Ringflansch 42a des Ventilabsperrelements 42 in Figur 2. Der Durchmesser des Ringflansches 542a ist darüberhinaus auch größer als der Außendurchmesser des Rohransatzes 542b, so daß auch bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Figur 7 die vom Druck p_1 im Zentralkanal 538 beaufschlagte Fläche F_1 des Ventilabsperrelement 542 größer ist als die vom Druck p_2 in der Steuerkammer 548 beaufschlagte Fläche F_2 und sich eine gemäß Figur 13 verlaufende Kennlinienschar ergibt aus analogen Gründen wie im Zusammenhang mit Figur 6 beschrieben.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe ist in Figur 8 dargestellt. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 600.

Das in Figur 8 dargestellte Ausführungsbeispiel entspricht im wesentlichen dem in Figur 3 dargestellten Ausführungsbeispiel. Der Ringflansch 642a des Ventilabsperrelements 642 weist jedoch einen größeren Durchmesser auf als der Ringflansch 142a des Ventilabsperrelements 142 in Figur 3. Somit ist auch bei diesem Ausführungsbeispiel die vom Druck p_1 im Zentralkanal 638 beaufschlagte Fläche F_1 des Ventilabsperrelement 642 größer als

die vom Druck p_2 in der Steuerkammer 648 beaufschlagte Fläche F_2 . Folglich kann auch mit diesem Ausführungsbeispiel eine gemäß Figur 13 verlaufende Kennlinienschar erzielt werden aus analogen Gründen wie im Zusammenhang mit Figur 6 erläutert wurde.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel ist in Figur 9 dargestellt. Im folgenden wird dieses Ausführungsbeispiel nur insoweit beschrieben als es sich von den vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen unterscheidet, wobei analoge Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind wie in Figur 2, jedoch vermehrt um die Zahl 700.

Der Ventilsitzkörper 740 ist in diesem Ausführungsbeispiel topfförmig ausgebildet mit einem sich nach oben erstreckenden Rohransatz 740f. Der Rohransatz 740f wird von der Seitenwand 746b des Zwischenkörpers 746 dichtend umgriffen. Das Ventilabsperrelement 742 sitzt mit einem Ringflansch 742a auf dem Ventilsitz 740b auf. Eine aus einem elastischen Material gebildete Membran 788 ist mit ihrem inneren Umfangsrand 788a zwischen einen vom Absperrventilkörper 742 nach oben abstehenden Rohrstutzen 742l und eine Ringscheibe 790 eingespannt und mit ihrem äußeren Umfangsrand 788b zwischen eine Schulter 746h des Zwischenkörpers 746 und ein ringscheibenförmig ausgebildeten Zwischenglied 792 eingespannt, welches auf dem Rohransatz 740f aufliegt. Eine Spiraldruckfeder 744 spannt das Ventilabsperrelement 742 gegen den Ventilsitz 740b vor.

Die Steuerkammer 748 wird von dem Zwischenkörper 746, der Membran 788 und der Ringscheibe 790 begrenzt. Der im Zentralkanal 738 herrschende Druck p_1 beaufschlagt eine Fläche F_1 des Ventilabsperrelements 742. Der in der Steuerkammer 748 herrschende Druck p_2 beaufschlagt eine Fläche F_{21} der Ringscheibe 790 sowie eine Fläche $F_{22} - F_{21}$ der Membran 788. Zwar ist die Gesamtbeaufschlagungsfläche F_{22} für den Druck p_2 größer als die Beaufschlagungsfläche F_1 für den Druck p_1 , jedoch kann die Membran 788 aufgrund ihrer Elastizität und ihrer Unterstützung durch das Stützglied 792 nicht die ihrer Fläche $F_{22} - F_{21}$ entsprechende hydraulische Kraft auf das Ventilabsperrelement 742 übertragen. Die Fläche $F_{22} - F_{21}$ ist so bemessen, daß in dem in Figur 9 dargestellten Ausführungsbeispiel die von dem im Zentralkanal 738 herrschenden Druck p_1 auf das Ventilabsperrelement 742 ausgeübte hydraulische Kraft selbst dann größer ist als die von dem in der Steuerkammer 748 herrschenden Druck p_2 auf das Ventilabsperrelement 742 ausgeübte hydraulische Kraft, wenn der Steuerkammerabfluß 746c vom Magnetanker 752 verschlossen ist, d.h. wenn der Druck p_1 im Zentralkanal 738 und der Druck p_2 in der Steuerkammer 748 den gleichen Wert aufweisen. Somit kann auch mit diesem Ausführungsbeispiel

einer Absperrventilbaugruppe 736 eine Kennlinienschar gemäß Figur 13 erzielt werden aus analogen Gründen wie im Zusammenhang mit Figur 6 beschrieben.

Bei dem in Figur 10 dargestellten Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe 836 ist die Membran 888 von Tellerfedern gebildet, welche das Ventilabsperrerelement 842 gegen den Ventilsitz 840b vorspannen. Es muß in diesem Ausführungsbeispiel daher keine gesonderte Vorspannfeder für das Ventilabsperrerelement 842 vorgesehen werden. Auch kann auf den gesonderten Einsatz einer Ringscheibe entsprechend der Ringscheibe 790 verzichtet werden, da die Membran 888 durch die eigene Vorspannung auf dem Rohransatz 840f des Ventilabsperrerelements 842 gehalten wird. Für die auf das Ventilabsperrerelement 842 ausgeübten hydraulischen Kräfte gelten die gleichen Überlegungen wie sie vorstehend bei der Erläuterung von Figur 9 angestellt wurden: Die von dem im Zentralkanal 838 herrschenden Druck p_1 auf das Ventilabsperrerelement 842 ausgeübte hydraulische Kraft selbst dann größer ist als die von dem in der Steuerkammer 848 herrschenden Druck p_2 auf das Ventilabsperrerelement 842 ausgeübte hydraulische Kraft, wenn der Steuerkammerabfluß 846c vom Magnetanker 852 verschlossen ist, d.h. wenn der Druck p_1 im Zentralkanal 838 und der Druck p_2 in der Steuerkammer 848 den gleichen Wert aufweisen. Somit kann auch mit diesem Ausführungsbeispiel einer Absperrventilbaugruppe 836 eine Kennlinienschar gemäß Figur 13 erzielt werden aus analogen Gründen wie im Zusammenhang mit Figur 6 beschrieben.

Erfindungsgemäß wurde ein Schwingungsdämpfer vorgeschlagen, welcher eine hervorragende Anpassung des Dämpfungsverlaufs an die Fahrzeugschwingungen ohne zusätzliche Regelungseingriffe während des Dämpferhubs ermöglicht. Zur Erzielung der gewünschten Dämpfungscharakteristik des Schwingungsdämpfers muß nicht mehr zwischen einzelnen Abschnitten verschiedener Kennlinien der Kennlinienschar hin- und her geregelt werden, sondern es ist ausreichend, eine einzelne Kennlinie der Kennlinienschar auszuwählen.

Das die Nebenstromdurchflußrate festlegende Vorsteuerventil eines Pkw-Schwingungsdämpfers ist derart ausgebildet, daß bei einer Gesamtdruckdifferenz von 10 bar zwischen dem in der Hochdruckteilstrecke herrschenden Druck und dem in der Niederdruckteilstrecke herrschenden Druck eine Durchflußrate von 10 l/min durchlassen kann. Hierzu beträgt der maximale Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerzuflusses bzw. des Steuerkammerabflusses bei einem Pkw-Schwingungsdämpfer mindestens 3 mm².

Eine besonders schwingungsdämpfer-gerechte Kennlinienschar kann dadurch bereitgestellt wer-

den, daß sich die den parabolisch verlaufenden ersten Kennlinienabschnitt und den linear verlaufenden zweiten Kennlinienabschnitt verbindenden Knickpunkte mit größer werdendem Steuerkammerabflußquerschnitt von hohem Druck und niedriger Durchflußrate, bspw. 80 bar und 1 l/min, zu niedrigem Druck und hoher Durchflußrate, bspw. 5 bar und 10 l/min, verschieben. Zur Erzielung einer derartigen Kennlinienschar können einerseits bei gleichen Beaufschlagungsflächen des Ventilabsperrerelements für den im Zentralkanal herrschenden Druck und den in der Steuerkammer herrschenden Druck sowohl der Steuerkammerabfluß als auch der Steuerkammerzufluß einen veränderbaren Öffnungsquerschnitt aufweisen oder andererseits bei konstantem Öffnungsquerschnitt des Steuerkammerzuflusses die Beaufschlagungsfläche, auf welche der im Zentralkanal herrschende Druck einwirkt, größer ausgebildet ist als die Beaufschlagungsfläche, auf welche der in der Steuerkammer herrschende Druck einwirkt.

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfer, umfassend einen Zylinder (10) mit einer Achse, eine durch mindestens ein Zylinderende in axialer Richtung beweglich hindurchgeführte Kolbenstange (12), einen innerhalb des Zylinders (10) mit der Kolbenstange (12) verbundenen Kolben (18), eine Mehrzahl von Fluidenkammern (30a,30b,28) mit in Abhängigkeit von der Bewegung der Kolbenstange (12) relativ zum Zylinder (10) relativ zueinander veränderlichem Fassungsvermögen und Fluidenverbindungen (20 zwischen 30a und 30b,34,32,38, 58, 32a zwischen 30b und 28, 24 zwischen 30a und 28) zwischen mindestens zwei der Fluidenkammern (30a,30b,28),

wobei mindestens eine der Fluidenverbindungen (20 zwischen 30a und 30b,34,32,38,58, 32a zwischen 30b und 28, 24 zwischen 30a und 28) eine Absperrventilbaugruppe (36) zwischen zwei Teilstrecken (34,32,38 und 58,32a) dieser Fluidenverbindung aufweist,

wobei weiter die Absperrventilbaugruppe (36) mit mindestens einem Ventilsitz (40b) ausgeführt ist, an welchen eine erste Teilstrecke (34,32,38) anschließt,

wobei weiter eine erste Seite (42e) eines Ventilabsperrerelements (42) gegen den Ventilsitz (40b) in eine Absperrstellung für die erste Teilstrecke (34,32,38) elastisch andrückbar ist,

wobei weiter eine von der ersten Seite (42e) des Ventilabsperrerelements (42) abgelegene zweite Seite (42f) des Ventilabsperrerelements (42) an eine Steuerkammer (48) angrenzend von dem Fluidendruck (p_2) in dieser

Steuerkammer (48) beaufschlagbar ist,

wobei weiter die Steuerkammer (48) über eine das Ventilabsperrelement (42) durchsetzende Drosselstrecke (42d) an die erste Teilstrecke (34,32,38) angeschlossen ist,

wobei weiter die Steuerkammer (48) über einen Steuerkammerabfluß (46c) mit der zweiten Teilstrecke (58,32a) in Verbindung steht,

wobei weiter diesem Steuerkammerabfluß (46c) eine Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung (52) zugeordnet ist und

wobei die Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung (52) in eine Mehrzahl von Stellungen einstellbar ist, die jeweils verschiedene Abflußquerschnitte des Steuerkammerabflusses (46c) bedingen,

gekennzeichnet durch eine derartige Gestaltung der Absperrventilbaugruppe (36), daß das Ventilabsperrelement (42) bei Einstellung der Abflußquerschnittsbemessungseinrichtung (52) auf maximalen Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c) dann von dem Ventilsitz (40b) abzuheben beginnt, wenn die Durchflußrate durch den Steuerkammerabfluß (46c) (Durchflußmenge pro Zeiteinheit) mindestens das 0,2-fache der Gesamtdurchflußrate durch die Absperrventilbaugruppe (36) beträgt, die sich bei einer Dämpfergeschwindigkeit von 1 m/sec einstellt.

2. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1,

gekennzeichnet durch eine derartige Gestaltung der Absperrventilbaugruppe (36), daß sowohl der maximale Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c) als auch der Querschnitt der Drosselstrecke (42d) mindestens 1/150 eines Fluidverdrängungsquerschnitts des Schwingungsdämpfers betragen.

3. Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ggf. dem Kennzeichen des Anspruchs 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Ventilabsperrelement (42;142) unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c;152h) zumindest oberhalb eines Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts stets bei der gleichen Durchflußrate (Q_k) durch den Steuerkammerabfluß (42;152h) vom Ventilsitz (40b;140b) abzuheben beginnt, wobei das Abheben mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei steigender Druckdifferenz ($p_1 - p_0$) zwischen dem in der ersten Teilstrecke (32;132) herrschenden Druck (p_1) und dem in der zweiten Teilstrecke (32a;132a) herrschenden Druck (p_0) stattfindet. (Figuren 2, 3, 11 und 12)

4. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet,**

daß das Ventilabsperrelement (42;142) in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten (42e,42f;142e, 142f) im wesentlichen gleiche Beaufschlagungsflächen (F_1, F_2) für den in der ersten Teilstrecke (32;132) herrschenden Druck (p_1) und den in der Steuerkammer (48;148) herrschenden Druck (p_2) aufweist und

daß der Querschnitt der Drosselstrecke (42d;142d) unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c;152h) ist. (Figuren 2, 3, 11 und 12)

5. Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ggf. dem Kennzeichen des Anspruchs 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Ventilabsperrelement (42;142) unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c;152h) oberhalb eines Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts stets bei der gleichen Durchflußrate (Q_k) durch den Steuerkammerabfluß (46c;152h) vom Ventilsitz (40b;140b) abzuheben beginnt, wobei das Abheben mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei steigender Druckdifferenz ($p_1 - p_0$) zwischen dem in der ersten Teilstrecke (32;132) herrschenden Druck (p_1) und dem in der zweiten Teilstrecke (32a;132a) herrschenden Druck (p_0) stattfindet, und

daß das Abheben des Ventilabsperrelements (42;142) von dem Ventilsitz (40b;140b) unterhalb des Grenzwerts des Steuerkammerabflußquerschnitts bei weiter abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt unabhängig von der Durchflußrate (Q) durch den Steuerkammerabfluß (46c;152h) bei konstant bleibender, vorbestimmter Druckdifferenz (Δp_k) zwischen dem in der ersten Teilstrecke (32;132) herrschenden Druck (p_1) und dem in der zweiten Teilstrecke (32a;132a) herrschenden Druck (p_0) eintritt. (Figuren 2, 3 und 11)

6. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,**

daß das Ventilabsperrelement (42;142) in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten (42e,42f;142e, 142f) im wesentlichen gleiche Beaufschlagungsflächen (F_1, F_2) für den in der ersten Teilstrecke (32;132) herrschenden Druck (p_1) und den in der Steuerkammer (48;148) herrschenden Druck (p_2) aufweist,

daß der Querschnitt der Drosselstrecke (42d;142d) unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses (46c;152h) ist und

daß ein von der Steuerkammer (48;148) zu

der zweiten Teilstrecke (32a;132a) hin bei der vorbestimmten Druckdifferenz (Δp_k) öffnendes Überdruckventil (60/46e; 152/142i) vorgesehen ist.

(Figuren 2, 3 und 11)

7. Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ggf. dem Kennzeichen des Anspruchs 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Abheben des Ventilabsperrelements (242;342; 442;542;642;742;842) mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt bei kleiner werdenden Durchflußraten durch den Steuerkammerabfluß (252h;380;446c;546c;652h;746c;846c) und zunehmenden Druckdifferenzen ($p_1 - p_0$) zwischen dem in der ersten Teilstrecke (232;332;432;532;632;732;832) herrschenden Druck (p_1) und dem in der zweiten Teilstrecke (232a;332a;432a;532a;632a;732a;832a) herrschenden Druck (p_0) eintritt.

(Figuren 4 - 10 und 13)

8. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Ventilabsperrelement (242;342) in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten (242e,242f; 342e,342f) konstante Beaufschlagungsflächen (F_1, F_2) für den in der ersten Teilstrecke (232;332) herrschenden Druck (p_1) und den in der Steuerkammer (248;348) herrschenden Druck (p_2) aufweist und

daß der Querschnitt der Drosselstrecke (242d/242d1; 378/384/384b) mit abnehmendem Steuerkammerabflußquerschnitt ebenfalls abnimmt und zwar vorzugsweise langsamer als dieser.

(Figuren 4,5 und 13)

9. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Ventilabsperrelement (442;542;642;742;842) in seiner Absperrstellung auf seinen beiden Seiten konstante Beaufschlagungsflächen (F_1, F_2) für den in der ersten Teilstrecke (432;532;632;732;832) herrschenden Druck (p_1) und den in der Steuerkammer (448;548;648;748;848) herrschenden Druck (p_2) aufweist, wobei bei geschlossenem Steuerkammerabfluß (446c;546c;652h;746c;846c) die vom Druck (p_1) in der ersten Teilstrecke (432;532;632;732;832) auf das Ventilabsperrelement (442;542;642;742;842) ausgeübte hydraulische Kraft größer ist als die vom Druck (p_2) in der Steuerkammer (448;548;648;748;848) auf das Ventilabsperrelement (442;542;642;742;842) ausgeübte hy-

draulische Kraft, und

daß der Querschnitt der Drosselstrecke (442d;542d; 642d;742d;842d) unabhängig vom Querschnitt des Steuerkammerabflusses (446c;546c;652h;746c;846c) ist.

(Figuren 6 - 10 und 13)

10. Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ggf. dem Kennzeichen wenigstens eines der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Absperrventilbaugruppe (36) am Zylinder (10) angeordnet ist.

11. Schwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ggf. dem Kennzeichen wenigstens eines der vorhergehenden Ansprüche,

daß im Falle eines Zweirohr-Schwingungsdämpfers mit zwei durch einen Kolben (18) voneinander getrennten und durch ein Kolbenventil (20) miteinander verbindbaren Fluidenkammern (30a,30b) und einem durch ein Bodenventil (24) mit einer bodennahen Fluidenkammer (30a) verbindbaren Ausgleichsraum (28) die die Absperrventilbaugruppe (36) enthaltende Fluidenverbindung (32a) von der bodenfernen Fluidenkammer (30b) zum Ausgleichsraum (28) verläuft.

Fig. 1

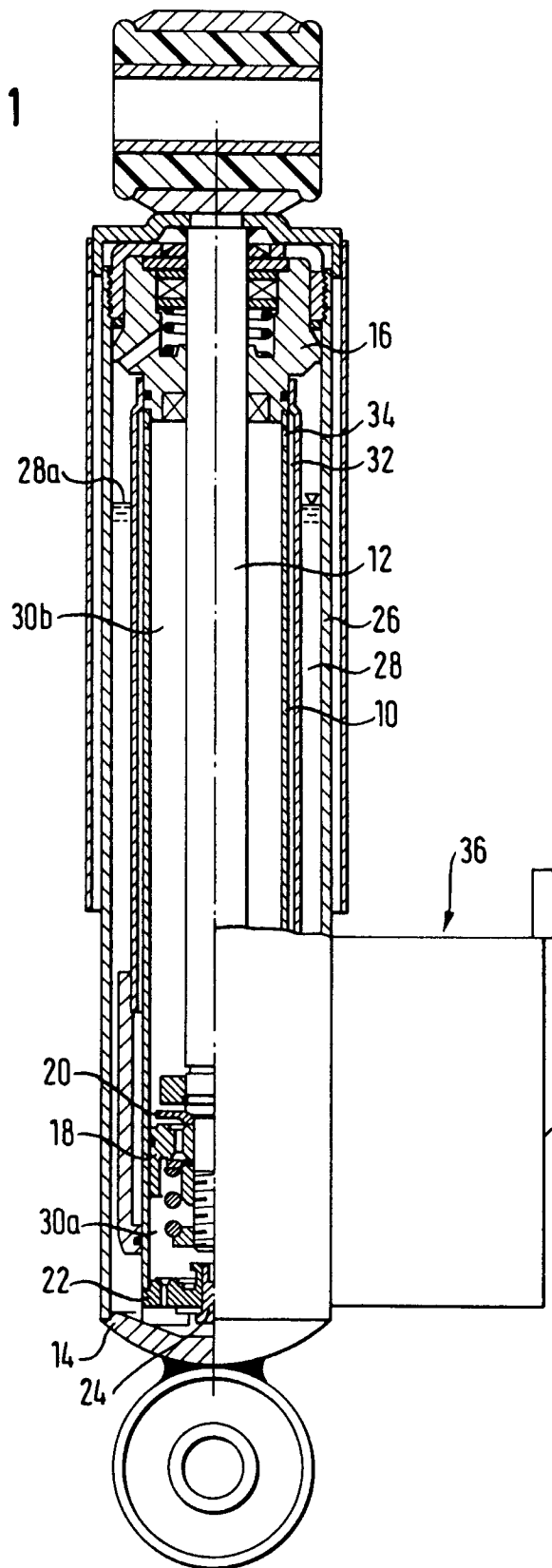


Fig. 2

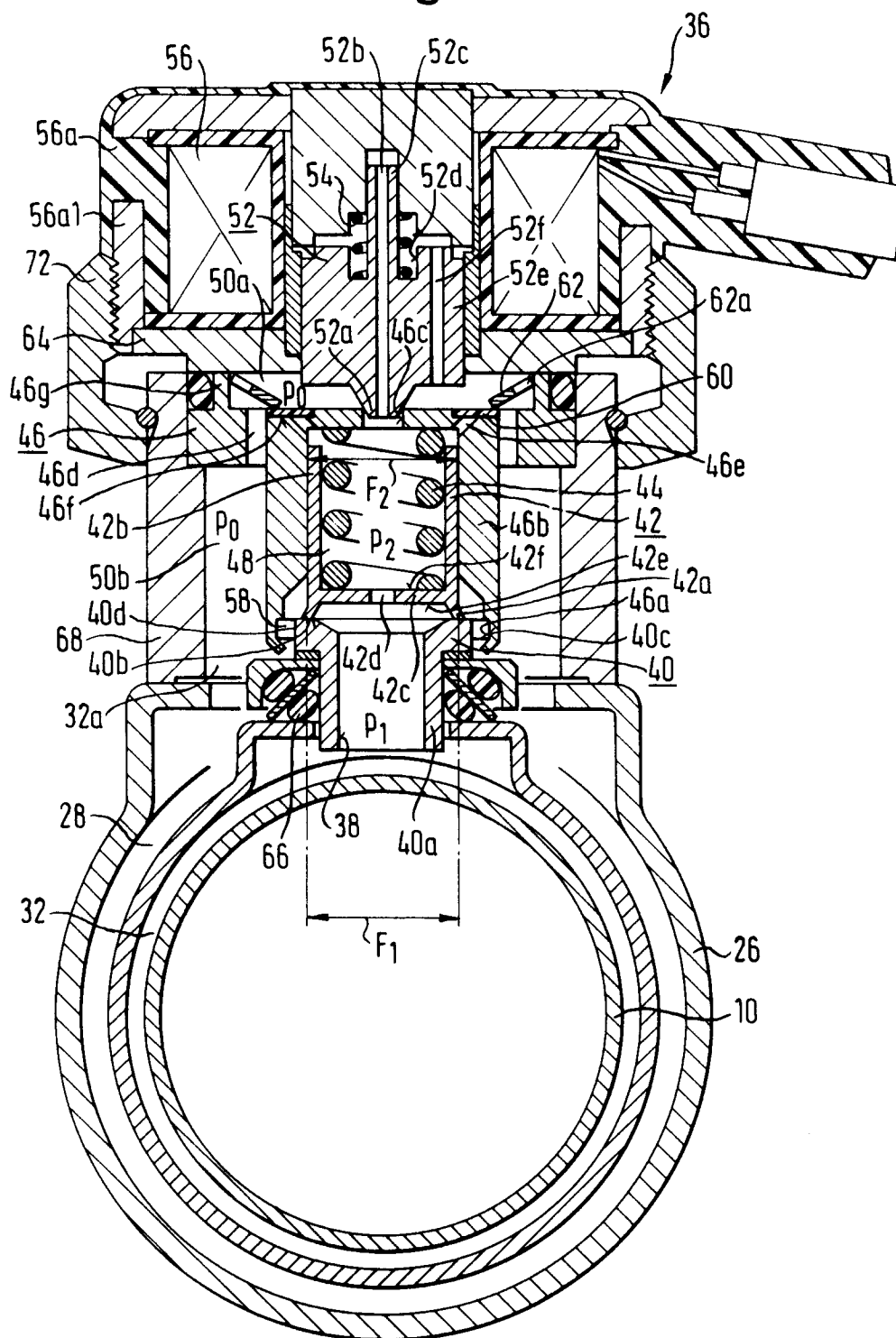


Fig. 3

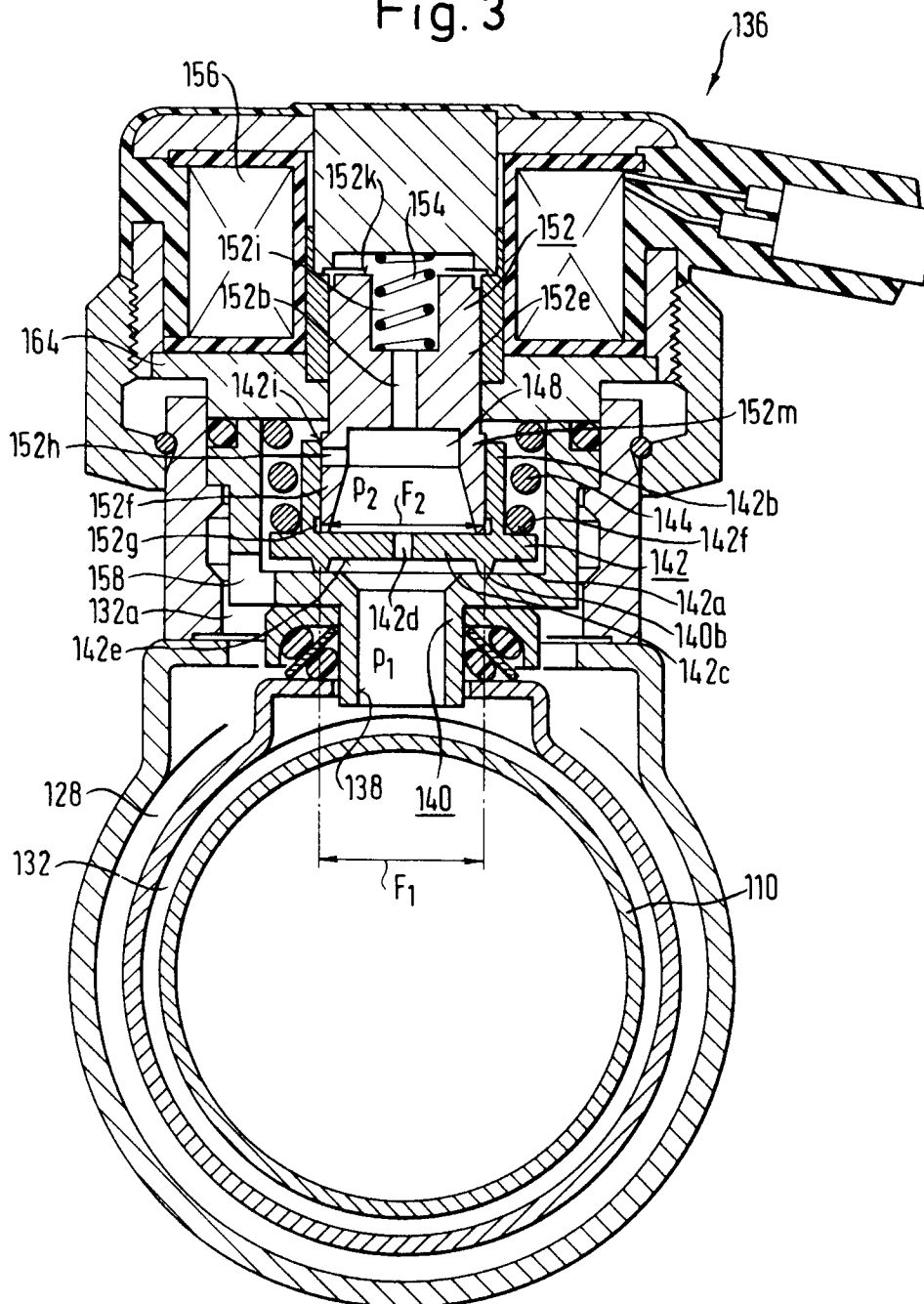


Fig. 4

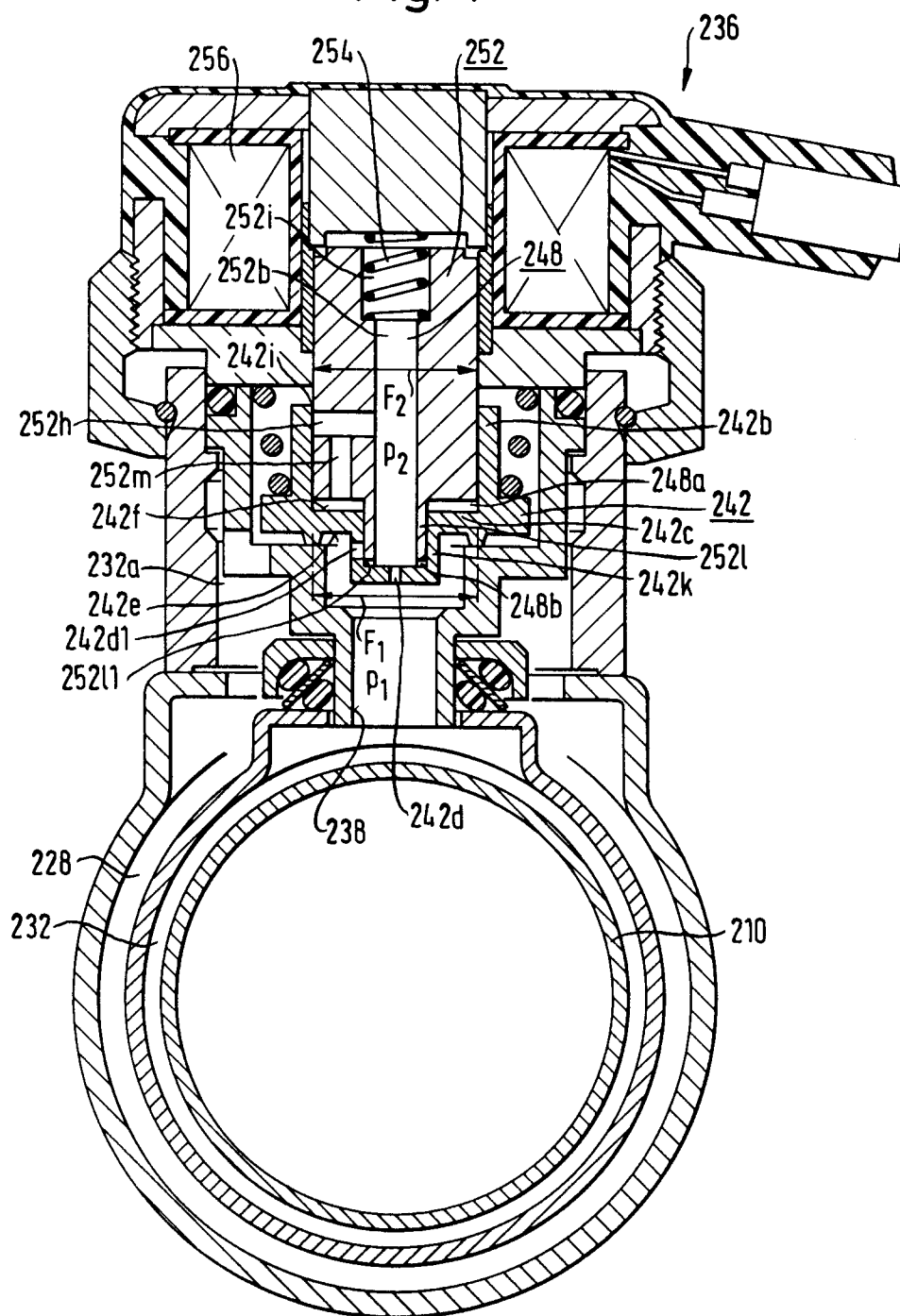


Fig. 5

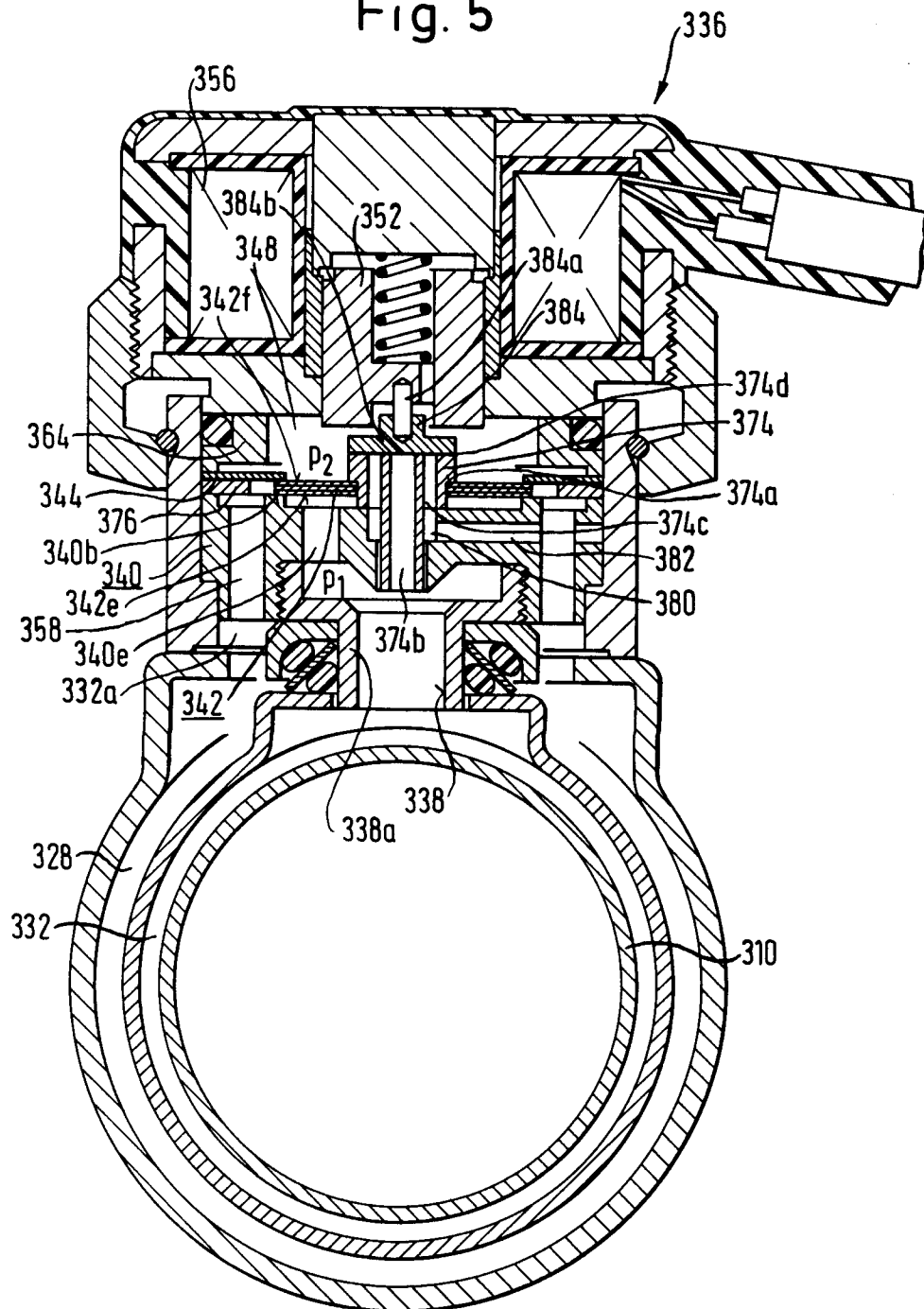


Fig. 6

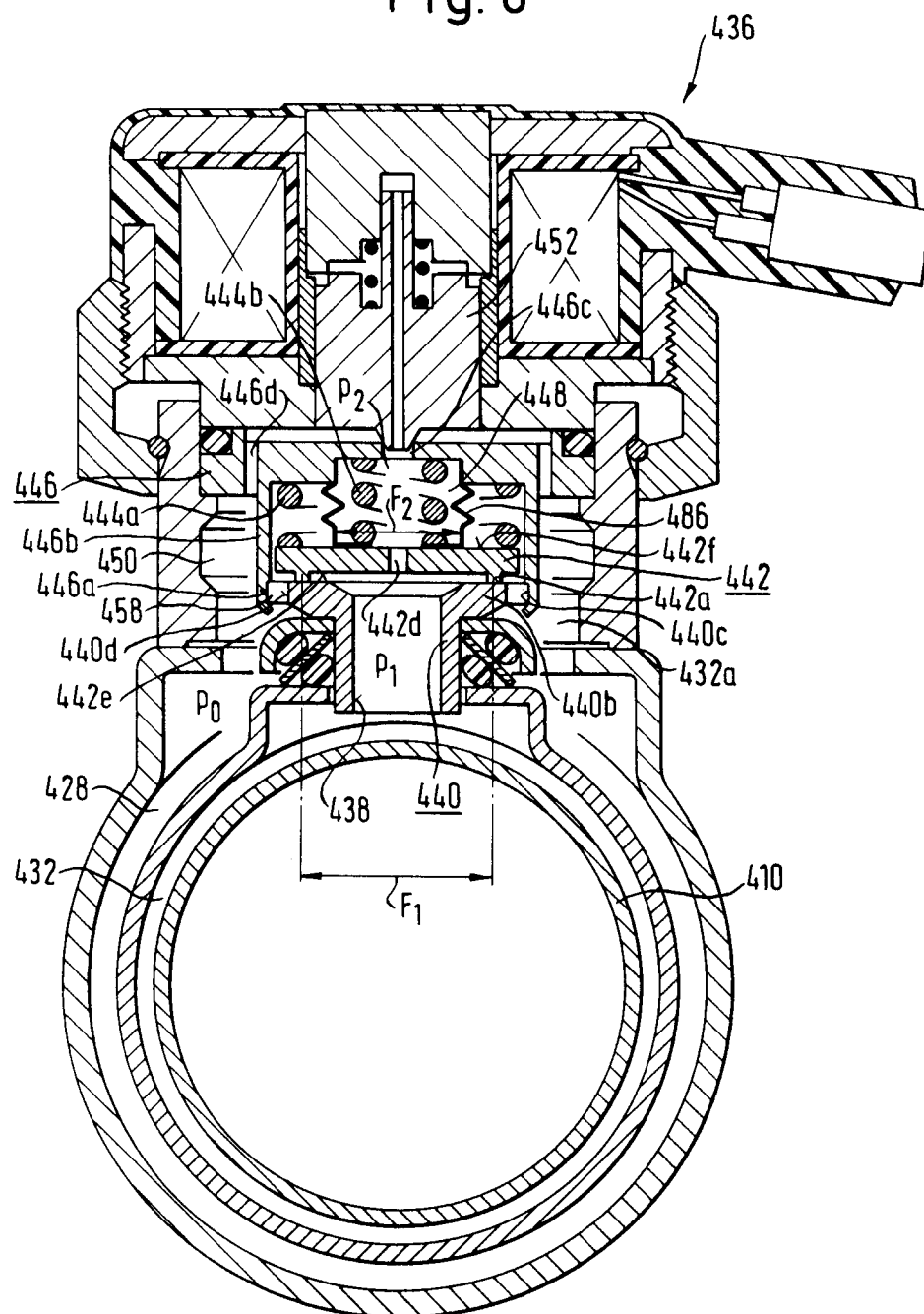


Fig. 7

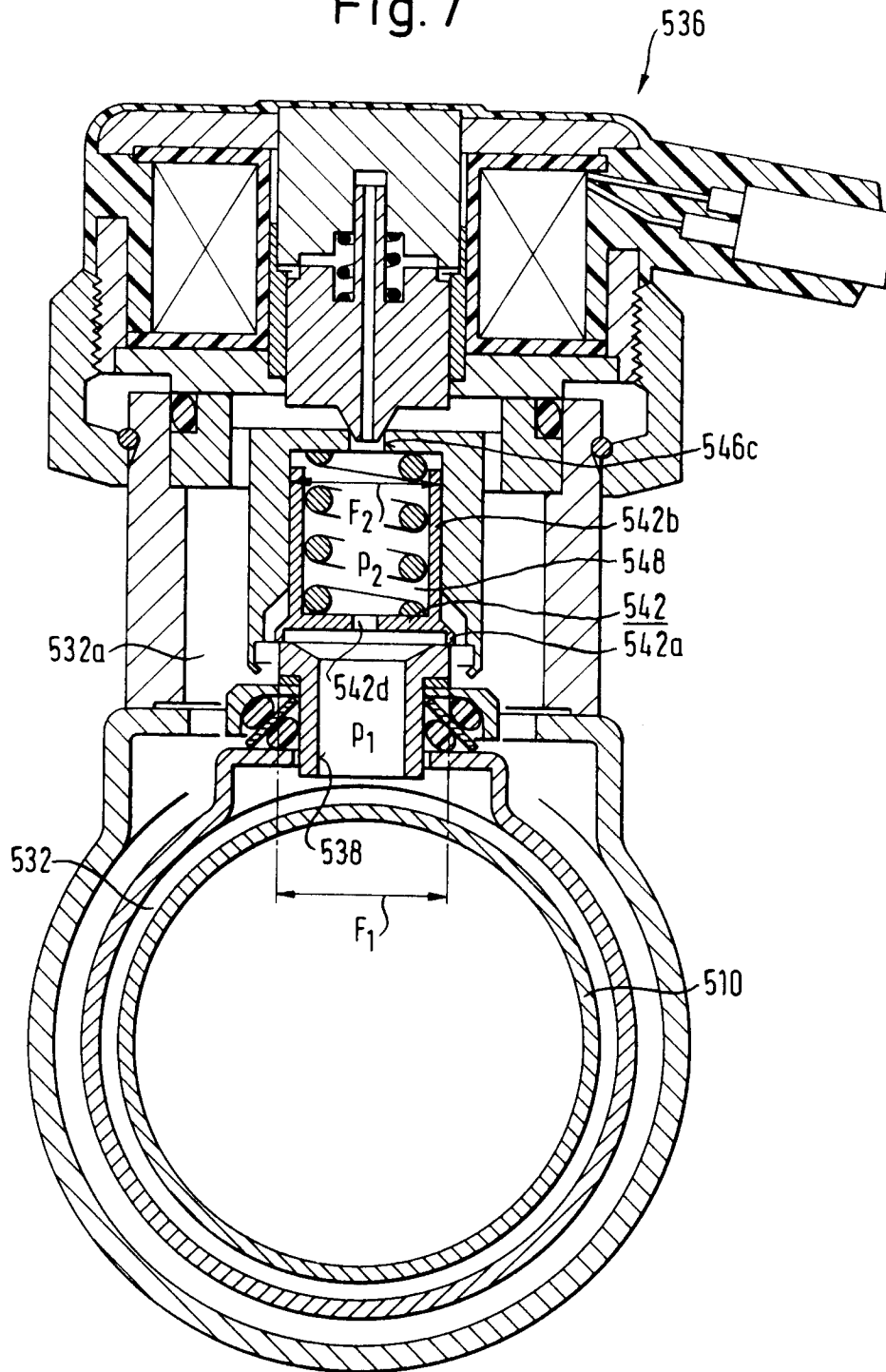


Fig. 8

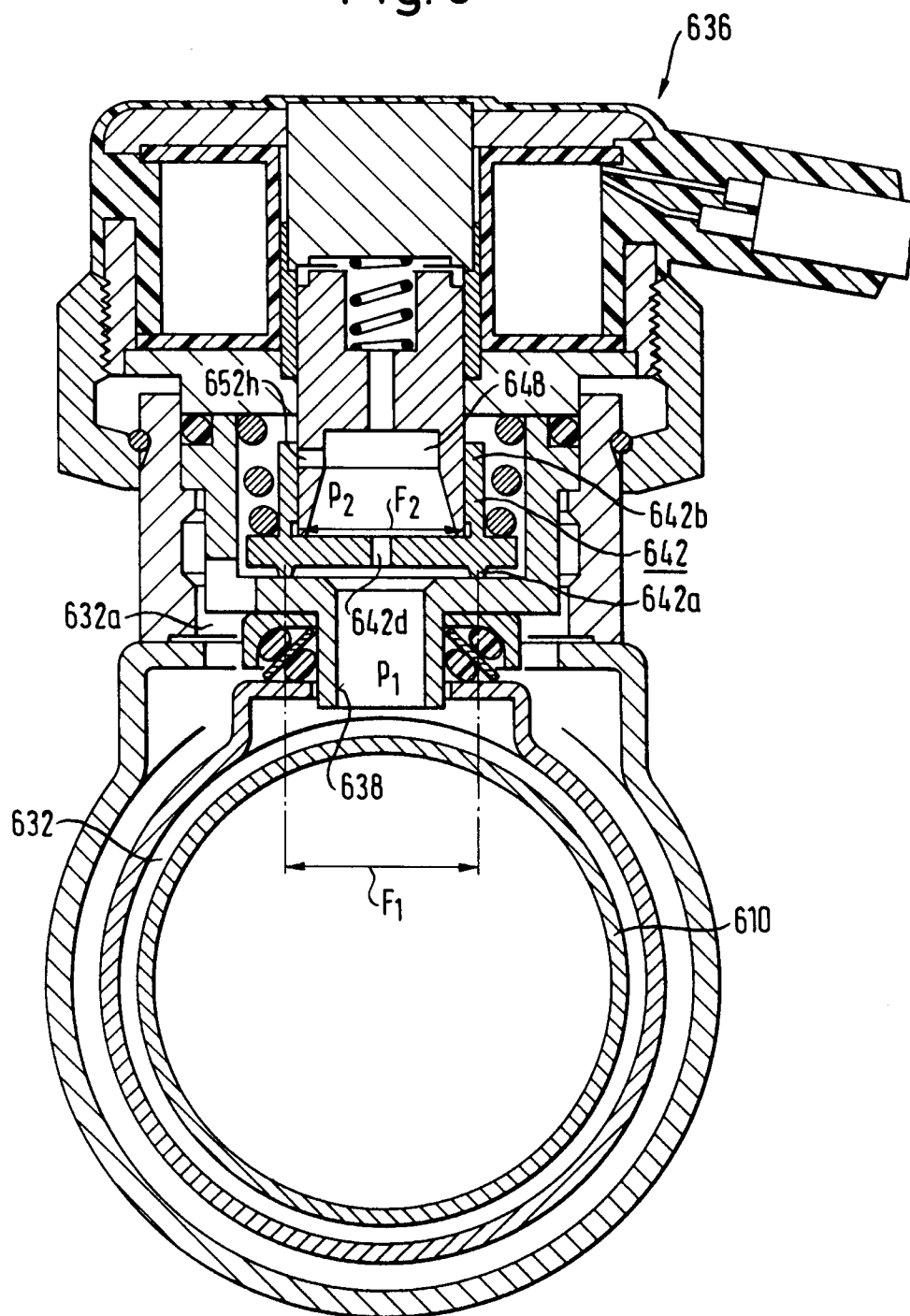


Fig. 9

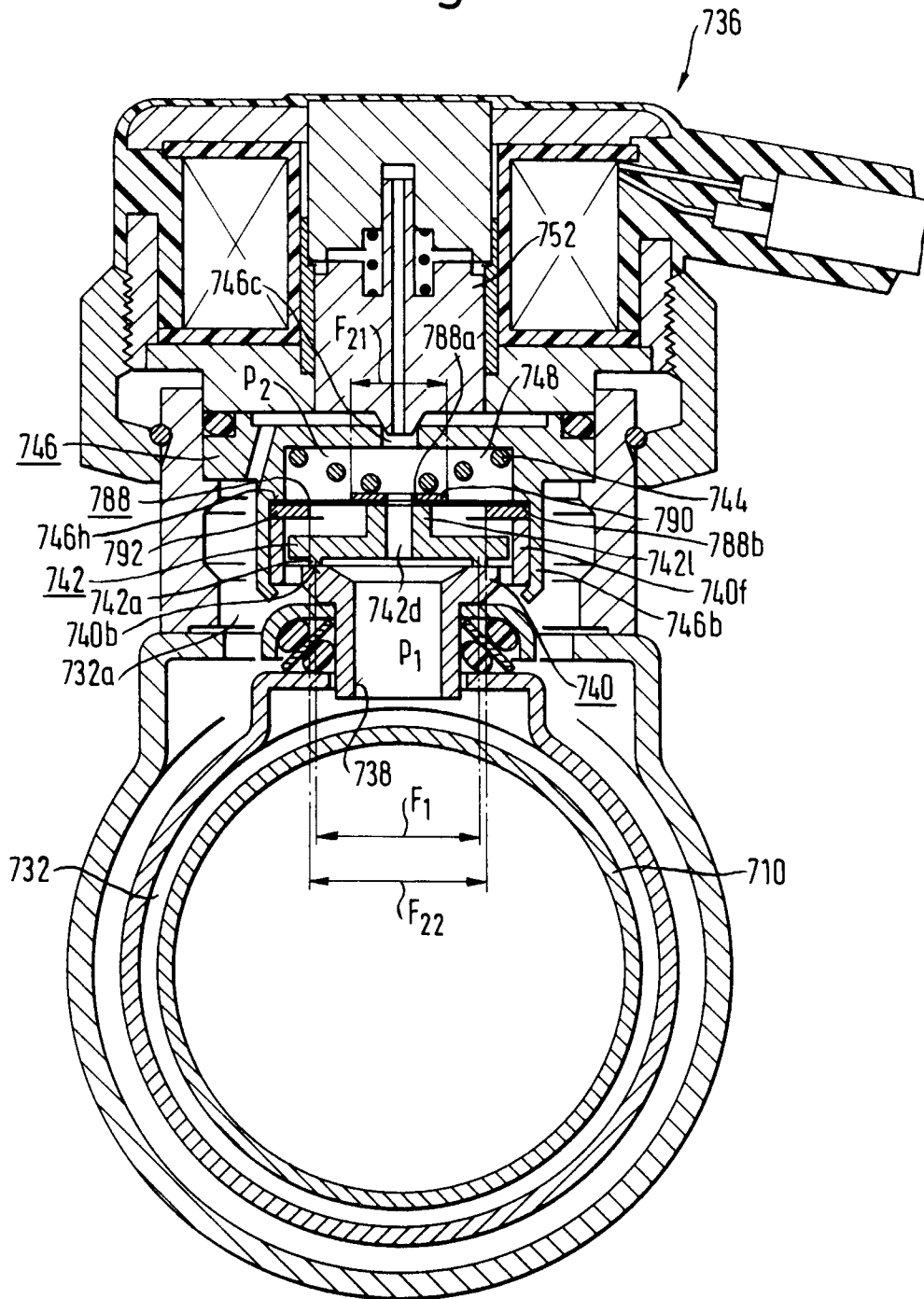


Fig. 10

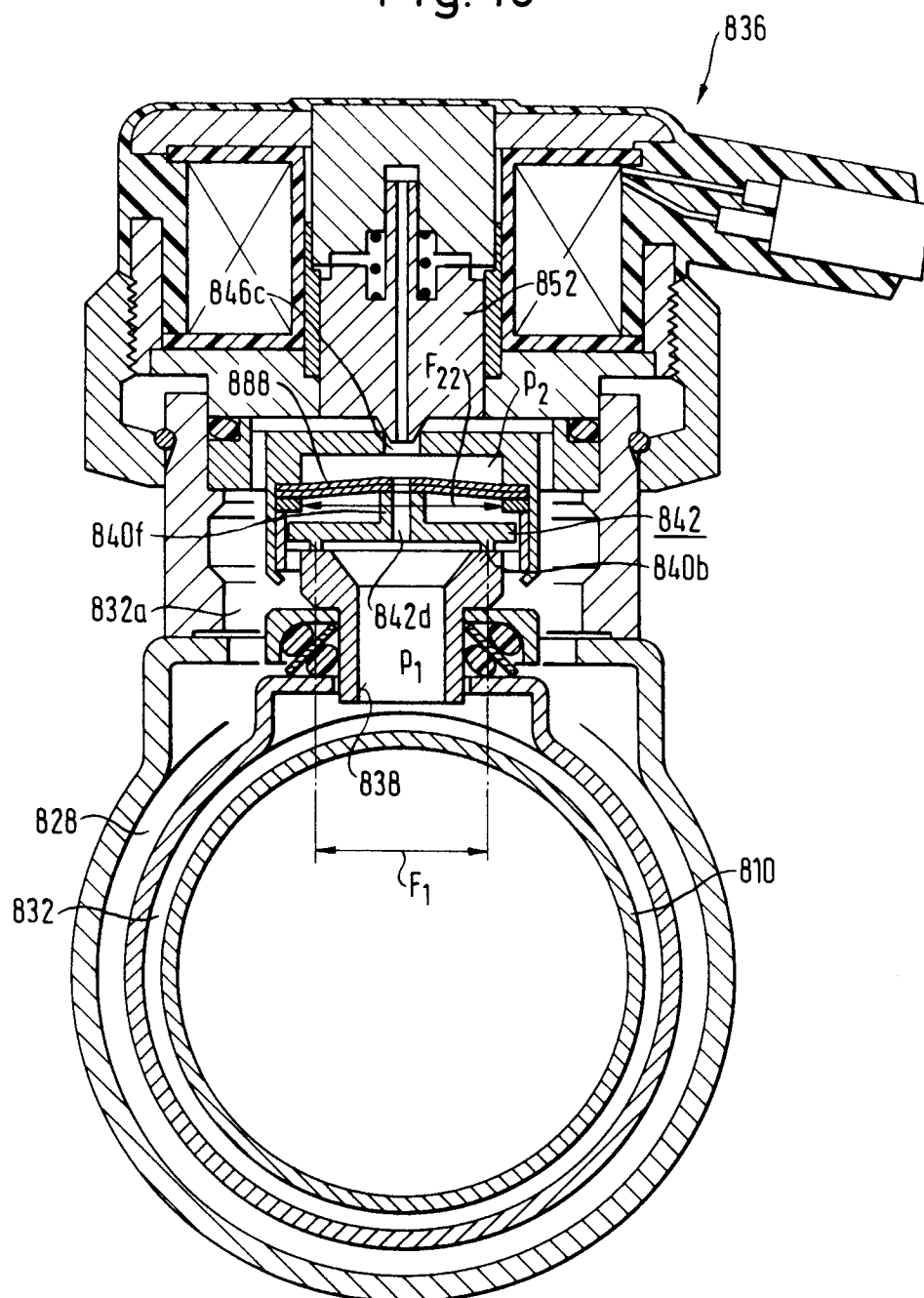


Fig. 11

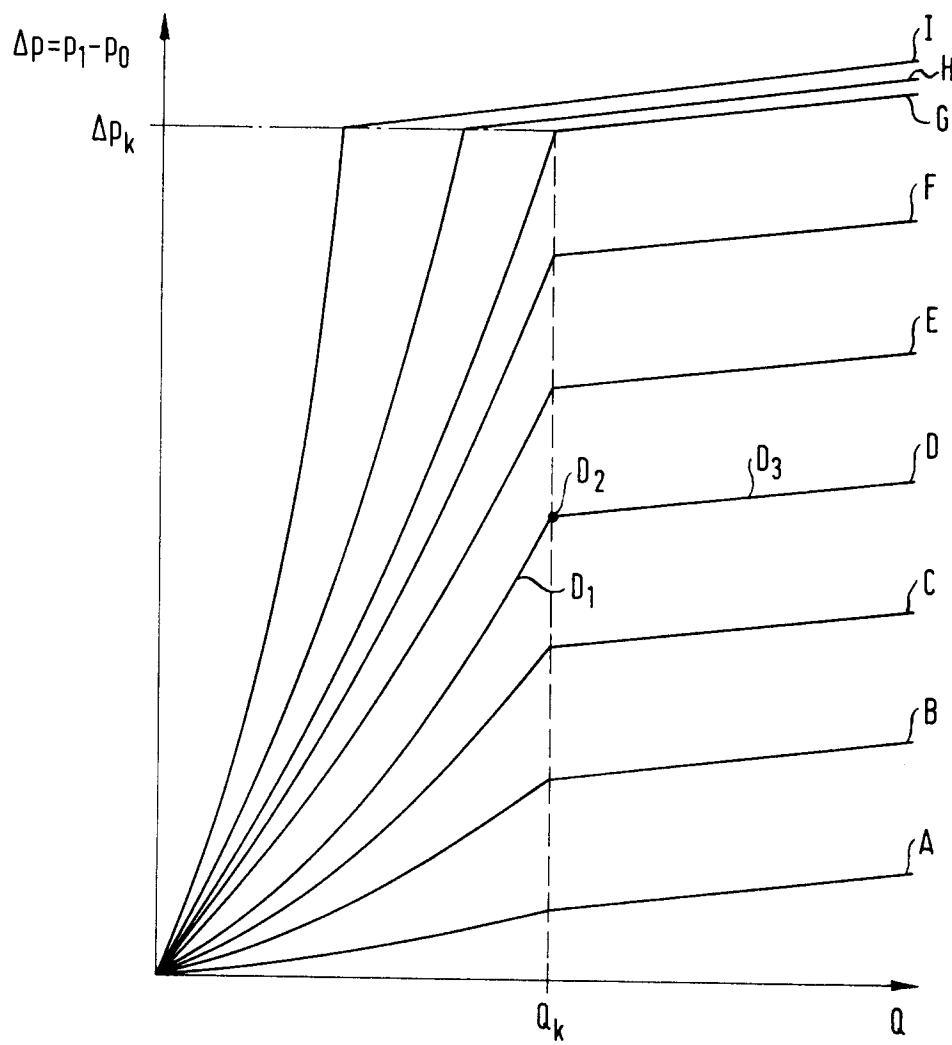


Fig. 12

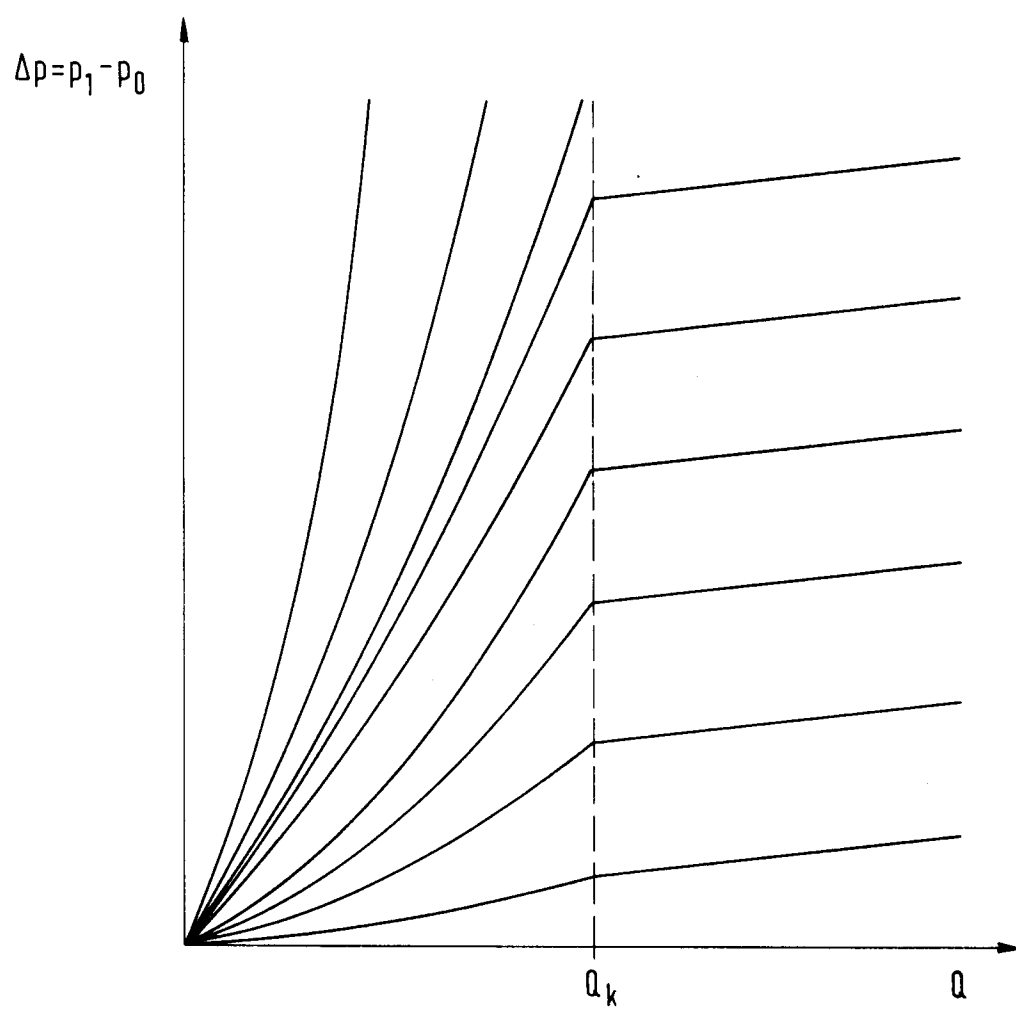


Fig. 13

